



Simulations numériques et validation expérimentale du comportement dynamique d'un tube

Wissam Benmalek

► To cite this version:

Wissam Benmalek. Simulations numériques et validation expérimentale du comportement dynamique d'un tube. Mécanique [physics]. Université de Franche-Comté, 2014. Français. NNT : 2014BESA2044 . tel-01140978

HAL Id: tel-01140978

<https://theses.hal.science/tel-01140978>

Submitted on 10 Apr 2015

HAL is a multi-disciplinary open access archive for the deposit and dissemination of scientific research documents, whether they are published or not. The documents may come from teaching and research institutions in France or abroad, or from public or private research centers.

L'archive ouverte pluridisciplinaire **HAL**, est destinée au dépôt et à la diffusion de documents scientifiques de niveau recherche, publiés ou non, émanant des établissements d'enseignement et de recherche français ou étrangers, des laboratoires publics ou privés.

SPIM

Thèse de Doctorat



école doctorale sciences pour l'ingénieur et microtechniques
UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ

Simulations numériques et validation expérimentale du comportement dynamique d'un tube couplé fluide- élastique en présence de chocs



WISSAM BENMALEK

SPIM

Thèse de Doctorat



école doctorale sciences pour l'ingénieur et microtechniques
UNIVERSITÉ DE FRANCHE-COMTÉ

Thèse présentée par

Wissam BENMALEK

pour obtenir le

GRADE DOCTEUR

DE L'UNIVERSITE DE FRANCHE-COMTÉ

spécialité Mécanique

Simulations numériques et validation expérimentale du comportement dynamique d'un tube couplé fluide-élastique en présence de chocs

Soutenue le 08 Décembre 2014 devant la commission d'Examen :

Jean-Luc DION	Maître de conférence HDR, SUPMECA, Paris	Rapporteur
Didier REMOND	Professeur HDR, INSA, Lyon	Rapporteur
Etienne BALMES	Professeur associé HDR, ENSAM, Paris	Président du jury
Manuel COLLET	Directeur de recherches HDR, Ecole Centrale de Lyon, Lyon	Directeur de thèse
Emmanuel FOLTETE	Professeur HDR, ENSMM, Besançon	Co-directeur de thèse
Morvan OUISSE	Professeur HDR, ENSMM, Besançon	Co-directeur de thèse
Mathieu CORUS	Ingénieur chercheur EDF R&D, Clamart	Invité

Table des matières

<i>Remerciements.....</i>	<i>13</i>
<i>1. Contexte.....</i>	<i>15</i>
<i>1.1. Besoin industriel.....</i>	<i>16</i>
<i>1.2. Problématique générale et plan du mémoire.....</i>	<i>18</i>
<i>2. État de l'art.....</i>	<i>21</i>
<i>2.1. Rappels de dynamique des structures.....</i>	<i>22</i>
<i>2.1.1. Dynamique des structures.....</i>	<i>22</i>
<i>2.1.2. Construction des modèles réduits.....</i>	<i>23</i>
<i>2.1.3. Analyse modale expérimentale.....</i>	<i>25</i>
<i>2.1.4. Construction des modèles d'état.....</i>	<i>28</i>
<i>2.2. Instabilité et forces Fluide-Élastique.....</i>	<i>30</i>
<i>2.2.1. Mécanismes d'excitation.....</i>	<i>30</i>
<i>2.2.2. Modèles Fluides-Élastiques.....</i>	<i>31</i>
<i>2.2.3. Limites des modèles Fluides-Élastiques.....</i>	<i>38</i>
<i>2.3. Contrôle des vibrations.....</i>	<i>39</i>
<i>2.3.1. Éléments d'automatique.....</i>	<i>39</i>
<i>2.3.2. Contrôle passif & actif.....</i>	<i>40</i>
<i>2.3.3. Les architectures du contrôle actif (Feedback & Feedforward).....</i>	<i>42</i>
<i>2.3.4. Placement de pôle.....</i>	<i>43</i>
<i>2.3.5. Stabilité et robustesse d'un système.....</i>	<i>45</i>
<i>2.3.5.1. Stabilité.....</i>	<i>45</i>
<i>2.3.5.2. Compromis Performance/Robustesse.....</i>	<i>47</i>
<i>2.3.6. Les instabilités du contrôle & préconisations.....</i>	<i>50</i>
<i>2.3.6.1. Spillovers.....</i>	<i>50</i>
<i>2.3.6.2. Instabilités statiques.....</i>	<i>52</i>
<i>2.3.6.3. Retard de phase.....</i>	<i>53</i>
<i>2.4. Essais hybrides.....</i>	<i>55</i>
<i>2.4.1. Principe et méthodes d'essais hybrides.....</i>	<i>55</i>
<i>2.4.1.1. Essais pseudo-dynamiques.....</i>	<i>56</i>
<i>2.4.1.2. Essais dynamiques.....</i>	<i>58</i>
<i>2.4.2. Application au cas du couplage fluide-élastique.....</i>	<i>59</i>
<i>3. Définition du démonstrateur.....</i>	<i>61</i>
<i>3.1. Objectifs du démonstrateur et hypothèses de conception.....</i>	<i>61</i>
<i>3.2. Conception et réalisation de la maquette.....</i>	<i>62</i>
<i>3.2.1. Dimensionnement de la structure flexible.....</i>	<i>62</i>
<i>3.2.2. Dimensionnement de l'encastrement.....</i>	<i>66</i>
<i>3.3. Validation de la conception.....</i>	<i>68</i>

3.3.1. Comportement modal – corrélation calculs/essais.....	68
3.3.2. Qualité de l'encastrement.....	70
3.4. La maquette assemblée et placement de transducteur pour le contrôle.....	71
4. Modélisation numérique des chargements.....	73
4.1. Forces turbulentes.....	73
4.2. Forces de couplage fluide-élastique.....	75
4.2.1. Extrapolation des mesures paramétriques de CEA.....	75
4.2.2. Notion de fréquence apparente.....	77
4.3. Modélisation des chocs.....	78
4.3.1. Linéarisation par morceau.....	78
4.3.2. Identification de la raideur de choc.....	79
5. Conception et validation du système d'asservissement.....	81
5.1. Problème de placement de pôle.....	81
5.2. Description fonctionnelle des contrôleurs	83
5.3. Les défauts des contrôleurs idéaux.....	85
5.4. Conception des contrôleurs.....	86
5.4.1. Contrôle en fréquence.....	86
5.4.2. Contrôle en amortissement.....	90
5.4.3. Technique de balayage des pôles.....	90
5.5. Description complète de la structure asservie.....	92
5.6. Validation numérique du système asservi.....	94
5.6.1. Application simple de la technique de balayage.....	94
5.6.2. Simulation numérique par intégration temporelle.....	94
5.6.3. Stabilité du contrôle à gain variable dans le temps.....	95
5.6.4. Robustesse du système asservi.....	98
5.7. Simulation de la chaîne de contrôle avec choc.....	100
5.7.1. Le fenêtrage de la fréquence apparente.....	101
5.7.2. Simulations numériques en présence de choc.....	103
5.7.3. La synergie entre l'effort fluide-élastique & les chocs.....	107
6. Identification et modélisation des éléments du système pour le contrôle.....	109
6.1. Recalage et modèle d'état de structure flexible.....	109
6.2. Influence des termes de correction statique.....	114
6.3. Identification et modélisation des éléments de la chaîne de contrôle.....	115
6.3.1. Capteurs accéléromètres et amplificateur.....	116
6.3.2. Conditionneur de charge	116
6.3.3. Bobine électromagnétique.....	118

7. Implémentation et validation expérimentale du système asservi.....	121
7.1. Présentation du dispositif expérimental.....	121
7.2. Corrélation calculs/essais -système asservi sans butée.....	123
7.3. Validation du comportement en dynamique non linéaire.....	125
7.3.1. Réponse spectrale – corrélation calculs / essais.....	126
7.3.2. Extraction des efforts et validité des échantillons.....	130
7.3.3. Discussion et analyse détaillée des résultats (config. $J=0,5\text{mm}$).....	133
7.3.4. Discussion et analyse détaillée des résultats (config. $J=1\text{mm}$).....	138
7.3.5. La difficulté des non-linéarités locales raides.....	142
7.3.6. Forces de chocs butées acier (config. $J=0,5\text{mm}$).....	143
7.3.7. Forces de chocs butées acier (config. $J=1\text{mm}$).....	145
8. Conclusion & Perspectives.....	149
8.1. Contexte.....	149
8.2. Principaux résultats.....	149
8.3. Perspectives.....	151
Bibliographie.....	153

Table des figures

Fig.1.1 : Centrale électrique (source EDF).....	15
Fig.1.2 : Circuit primaire (source EDF).....	16
Fig.1.3 : Le générateur de vapeur [95].....	17
Fig.2.1 : Mécanismes d'excitation d'un tube sous écoulement transverse.....	30
Fig.2.2 : Carte de Connors [73].....	31
Fig.2.3 : Faisceaux de tube (Tanaka & Takahara 1981).....	32
Fig.2.4 : Modèle Lever & Weaver [42].....	34
Fig.2.5 : Mesures post-stabilité [76].....	37
Fig.2.6 : schéma fonctionnel.....	39
Fig.2.7 : Exemple contrôle passif.....	41
Fig.2.8 : Exemple contrôle actif.....	41
Fig.2.9 : schémas de contrôle: (a) Feedback (b) Feedforward.....	42
Fig.2.10 : Principe de placement de pôle.....	44
Fig.2.11 : réponse du système pour différentes positions de pôle.....	46
Fig.2.12 : Marges de gain et de phase positives (système stable).....	47
Fig.2.13 : Principe de placement de pôle.....	48
Fig.2.14 : Gabarit de conception de la FTBO.....	49
Fig.2.15 : Problème déstabilisation des modes hautes fréquences (Spillover).....	50
Fig.2.16 : Filtrage : (a) fréquentiel et (b) spatial.....	51
Fig.2.17 : instabilité statique.....	52
Fig.2.18 : Système 1 ddl avec et sans retard de phase.....	53
Fig.2.19 : Fonction de transfert avec et sans retard de phase.....	54
Fig.2.20 : Concept des essais hybrides.....	55
Fig.2.21 : Étude sismique d'une charpente entre Université Illinois (UI) et Université Colorado (UC).....	57
Fig.2.22 : Principe d'extrapolation et d'interpolation [60].....	59
Fig.2.23 : Principe essais hybrides F-E & contrôle actif.....	60
Fig.3.1 : Maquette DIVA (CEA Saclay).....	61
Fig.3.2 : Modèle E-F du tube et lame.....	63
Fig.3.3 : Dessin technique de la lame.....	66
Fig.3.4 : Dessin technique du tube.....	66
Fig.3.5 : Bloc encastrement.....	67
Fig.3.6 : Emplacement des capteurs.....	68
Fig.3.7 : MAC (min $\approx 85\%$).....	69
Fig.3.8 : Structure de test (seule).....	70
Fig.3.9 : Niveau vibratoire (l'encastrement).....	70
Fig.3.10 : Structure de test (avec butées).....	71
Fig.4.1 : Spectre d'excitation pour différentes vitesses d'écoulement V (fourni par CEA à titre d'exemple -monophasique-).....	74
Fig.4.2 : Exemple bruit blanc de bande limitée à 40Hz.....	75
Fig.4.3 : Paramètres modaux en fonction de la vitesse réduite d'écoulement (1er mode).....	76
Fig.4.4 : Modèle 1ddl équivalent du tube sous choc.....	78
Fig.4.5 : Lâcher d'impact.....	79
Fig.4.6 : Mesures des forces de choc (Ex : embout élastomère).....	79
Fig.4.7 : Histogrammes des durées des chocs.....	80
Fig.5.1 : L'évolution du premier pôle du système.....	82
Fig.5.2 : Schéma fonctionnel d'un contrôle élémentaire (fréquences ou amortissement).....	86
Fig.5.3 : Réponse du système sous un contrôle en fréquence instable.....	87
Fig.5.4 : Spillover sur mode 2 et 3 de la structure de test.....	87

Fig.5.5 : Stabilisation des modes 2 et 3.....	88
Fig.5.6 : Réponse du système sous un contrôle en fréquence stable.....	89
Fig.5.7 : Réponse du système sous un contrôle en amortissement.....	90
Fig.5.8 : Schéma fonctionnel du contrôle.....	91
Fig.5.9 : Principe du placement de pôle (balayage).....	91
Fig.5.10 : Système sous contrôle combiné en fréquence/amortissement.....	92
Fig.5.11 : Schéma fonctionnel du modèle numérique de la chaîne de contrôle.....	93
Fig.5.12 : Exemple de placement de pôle (balayage).....	94
Fig.5.13 : Réponse temporelle du contrôle à gain fixe.....	95
Fig.5.14 : Évolution de la réponse fréquentielle du système sous contrôle :	
(a) Vue en perspective (b) Vue de dessus.....	96
Fig.5.15 : Évolution des pôles du système sous contrôle.....	97
Fig.5.16 : Erreur relative sur le module et la phase des pôles.....	97
Fig.5.17: Robustesse du contrôle par rapport aux gains G_m	98
Fig.5.18 : Robustesse du contrôle par rapport aux gains G_a	99
Fig.5.19 : estimation de la fréquence pour différentes valeurs de τ ($V_r=4,8$).....	102
Fig.5.20 : Estimation de la fréquence en fonction de la vitesse réduite.....	103
Fig.5.21 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=1\text{m/s}$, $G=2$ & $j=0,5\text{mm}$).....	105
Fig.5.22 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=1,7\text{m/s}$, $G=5$ & $j=0,5\text{mm}$).....	105
Fig.5.23 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=2,5\text{m/s}$, $G=7$ & $j=0,5\text{mm}$).....	106
Fig.5.24 : Effet stabilisateur des chocs simulation sous contrôle actif ($V=2,1\text{m/s}$, $G=6$ & $j=1\text{mm}$).....	107
Fig.5.25 : Processus de stabilisation.....	108
Fig.6.1 : Modèle d'état du tube.....	109
Fig.6.2 : Qualité du modèle d'état construit. Le point 1 correspond à l'endroit où l'effort turbulent est appliqué, le point 4 à la zone de choc, et le point 5 à celui où est connectée la bobine de contrôle simulant l'effort fluide élastique.....	110
Fig.6.3 : Identification du tube (Point 5/Point 5).....	111
Fig.6.4 : Identification du tube (Point 1/Point 5).....	111
Fig.6.5 : Identification du tube (Point 4/Point 5).....	112
Fig.6.6 : Identification du tube (Point 1/Point 4).....	112
Fig.6.7 : Identification du tube (Point 4/Point 4).....	112
Fig.6.8 : Identification du tube (Point 1/Point 1).....	113
Fig.6.9 : Déformées du premier mode et de la réponse du tube à un effort appliqué au point d'injection des efforts turbulents.....	114
Fig.6.10 : Contribution des 20 premiers modes dans les termes de réponse statique aux différents efforts.....	115
Fig.6.11 : Chaîne de contrôle.....	115
Fig.6.12 : Identification du conditionneur (config. Accélération).....	117
Fig.6.13 : Identification du conditionneur (config. Vitesse).....	117
Fig.6.14 : Identification du conditionneur (config. Déplacement).....	117
Fig.6.15 : Modèle bobine excitatrice.....	118
Fig.7.1 : Montage de l'essai hybride.....	121
Fig.7.2 : Schéma du montage expérimental.....	122
Fig.7.3 : Programme Simulink Dspace.....	123
Fig.7.4 : Placement de pôle expérimental.....	125
Fig.7.5 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance – Config. BM05V17 résolution 0,6 Hz à gauche – 0,1 Hz à droite.....	126
Fig.7.6 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance à gauche : config. BM10V21 – à droite config BR10V21.....	128

Fig.7.7 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance	129
à gauche : config. BM10V25R – à droite config BR10V25R.....	129
Fig.7.8 : Détection automatique des chocs à partir des signaux mesurés	130
Configuration BM10V25 expérimentale.....	130
Fig.7.9 : Difficultés de détection automatique des chocs dans les configurations expérimentales, en présence de butées métalliques.....	131
Fig.7.10 : Détermination de la qualité des échantillons – Force max. de choc et durée d'impact....	132
Fig.7.11 : Dynamique du système déplacement & histogramme (V=1,7m/s, Gain=5 et J=0,5mm)	133
Fig.7.12 : Définition du diagramme en boîte.....	134
Fig.7.13 : Statistiques des durées & des forces de chocs (V=1,7m/s, Gain=5 et J=0,5mm).....	135
Fig.7.14 : Dynamique du système déplacement & histogramme (V=2,5m/s, Gain=7 et J=0,5mm)	136
Fig.7.15 : Statistiques des forces & des durées de chocs (V=2,5m/s, Gain=7 et J=0,5mm).....	137
Fig.7.16 : Dynamique du système déplacement & histogramme (V=2,1m/s, Gain=6 et J=1mm). .	138
Fig.7.17 : Statistiques forces & durées de chocs (V=2,1m/s, Gain=6 et J=1mm).....	139
Fig.7.18 : Dynamique du système déplacement & histogramme (V=2,5m/s, Gain=7 et J=1mm).....	140
Fig.7.19 : Statistiques forces & durées de chocs (V=2,5m/s, Gain=7 et J=1mm).....	140
Fig.7.20 : Exemple Déplacement & histogramme butées métalliques (V=1,7m/s, Gain=5 et J=0,5mm).....	142
Fig.7.21 : Statistiques forces & durées de chocs BR V1,7 G=5 J=0,5.....	143
Fig.7.22 : Statistiques forces & durées de chocs BR V=2,5 G=7 J=0,5mm.....	144
Fig.7.23 : Statistiques forces & durées de chocs BR V=2,1 G=6 J=1mm.....	146
Fig.7.24 : Statistiques forces & durées de chocs BR V25 G=7 J=1.....	147
Fig.8.1 : Maquette GV_Local.....	151

« وَقُلْ رَبِّ زِدْنِي عِلْمًا » (سورة طه ١١٤)

« Ô Seigneur, accrois mes connaissances » (Ch.20, V.114)

Remerciements

Je tiens tout d'abord à remercier mon directeur de thèse Manuel COLLET pour m'avoir accueilli au sein du Département de Mécanique Appliquée de l'Institut FEMTO-ST, et qui a supervisé mon travail tout au long de ces trois années. Je tiens aussi à exprimer ma profonde gratitude à Mathieu CORUS pour sa très grande disponibilité, ses orientations, ainsi que pour les nombreux conseils qui m'ont permis de mener à bien cette étude.

Je suis également très reconnaissant à Emmanuel FOLTETE et Morvan OUISSE d'avoir co-encadré ma thèse et transmis une partie de leur savoir durant ces dernières années.

Je souhaite remercier Étienne BALMES d'avoir présidé mon jury, ainsi que Jean-Luc DION et Didier REMOND pour avoir accepté la lourde responsabilité d'être rapporteur de ce travail de thèse.

Je remercie ensuite tous mes collègues du département AMA d'EDF, et plus particulièrement Hassane, Vincent, Karima, Lise et Jérôme, ainsi que mes collègues du département DMA du FEMTO pour les moments agréables passés ensembles. Un spécial merci à Damien, Thomas, Mohamed, Édouard, Titouan et Émile pour l'ambiance particulière qu'ils ont su créer.

Je passe ensuite une dédicace spéciale à tous mes amis par ordre *alphabétique* : Aboubakar, Aliyasin, Khaled et Moustapha pour leurs encouragements, les moments passés ensembles, nos activités culinaires (*les repas et desserts qu'on a faits et partagés*), ainsi que leur soutien moral. J'ai trouvé auprès d'eux une amitié qui ne s'éteindra jamais.

Enfin, aucune formule ne suffit pour que je puisse remercier mes parents pour ce qu'ils m'ont transmis, de soutien, d'écoute et d'encouragement. Je remercie chaleureusement mes sœurs et mon frère, par ordre *chronologique* cette fois-ci : Fatine, Amira et Yassine, pour leur présence et leur soutien quotidien.

1. Contexte

Le fonctionnement des centrales électriques thermiques s'appuie sur la transformation d'énergie thermique, dégagée par une source de chaleur, en énergie mécanique puis en énergie électrique. Ces centrales peuvent être classées en fonction des types de combustible utilisés pour la production d'énergie thermique : charbon, gaz, fuel, combustible nucléaire. Les centrales nucléaires peuvent être de différents types, et de conceptions variées, mais la chaleur est toujours produite suite à des réactions de fission d'atomes d'uranium ou de plutonium dans le cœur du réacteur.

Les centrales nucléaires (*figure 1.1*) sont constituées d'une ou plusieurs unités de production, chacune comprenant un îlot conventionnel (zone non nucléaire), constitué d'un groupe turboalternateur et du circuit secondaire, et un îlot nucléaire (zone nucléaire) comprenant essentiellement le circuit primaire, ainsi que des systèmes assurant le fonctionnement et la sûreté du réacteur nucléaire.

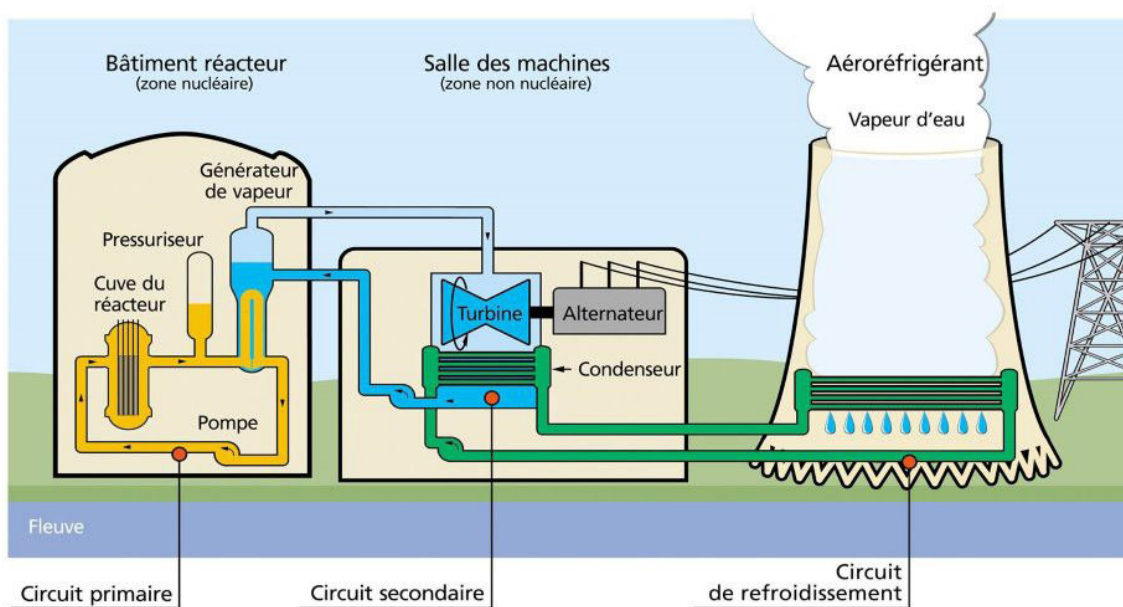


Fig.1.1 : Centrale électrique (source EDF)

La totalité du parc nucléaire français en exploitation est constitué de centrales utilisant un réacteur à eau pressurisée (REP). Pour ces réacteurs, le circuit primaire remplit plusieurs fonctions, dont celle de refroidissement du cœur par circulation d'un fluide caloporteur, et de confinement des produits radioactifs. Le fluide utilisé est constitué d'eau additivée, qui participe également à la modération de la réaction de fission. Le circuit primaire (*figure 1.2*) est composé d'une cuve, dans laquelle se trouvent les assemblages combustibles, d'un pressuriseur, et de plusieurs boucles. Sur chaque boucle se trouvent une pompe primaire, et un générateur de vapeur (GV). Le générateur de vapeur est l'élément à l'interface entre les circuits primaire et secondaire. Son rôle consiste non seulement à réaliser l'échange de chaleur entre les deux circuits, et à alimenter la turbine en vapeur, mais, en tant que composant du circuit primaire, également à confiner la radioactivité. À ce titre, il s'agit d'un élément essentiel de la sûreté nucléaire, et il fait l'objet de nombreuses études.

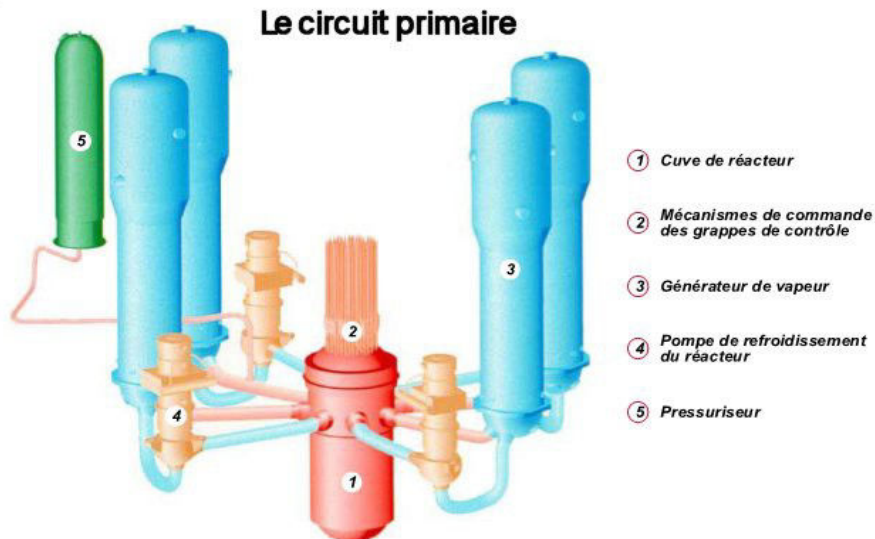


Fig.1.2 : Circuit primaire (source EDF)

Le générateur de vapeur est un échangeur thermique constitué de tubes cintrés en U renversés, à l'intérieur desquels circule le fluide primaire. A l'extérieur, le fluide secondaire s'introduit sous forme liquide au niveau de l'encastrement des tubes avec la plaque tubulaire (*figure 1.3*), et absorbe la chaleur du circuit primaire en remontant le long des tubes cintrés. Le fluide secondaire devient diphasique, constitué essentiellement de vapeur et de gouttes d'eau. Ce mélange, lors de son ascension, entre en contact avec la partie haute des tubes cintrés du circuit primaire créant à la fois un chargement turbulent, indépendant du mouvement des tubes, mais également des efforts nommés « force fluide-élastique », dépendants du mouvement du tube. L'écoulement de ce fluide sous pression est ensuite utilisé pour actionner les turbines et générer l'électricité.

1.1. Besoin industriel

Les tubes de générateur de vapeur sont encastrés à leurs bases dans une plaque (dite plaque tubulaire), et supportés à différentes altitudes par des plaques présentant des perçages foliés (dites plaques entretoise – PE) (*figure 1.3*). En partie haute, les tubes de plus grands cintres sont également supportés par un ensemble de barres anti vibratoire (BAV). Le fluide primaire circule à l'intérieur des tubes, et réchauffe le fluide secondaire, situé à l'extérieur. Le fluide secondaire arrive à la base des tubes en phase liquide, puis se vaporise au contact des tubes. Le fluide circulant le long des tubes est donc diphasique, le taux d'humidité de la vapeur produite étant de l'ordre de 0,25 %.

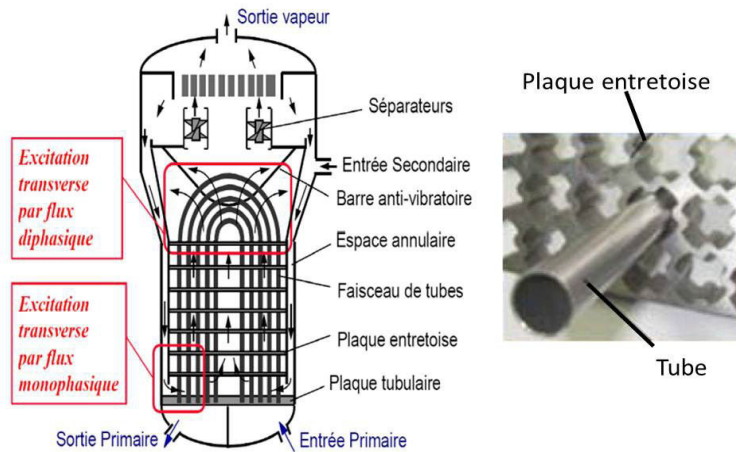


Fig.1.3 : Le générateur de vapeur [95]

La circulation du fluide secondaire le long des tubes de GV est une source importante d'excitations vibratoires. L'écoulement transverse du fluide secondaire en partie basse, ainsi que l'écoulement transverse du fluide diphasique en partie haute sont responsables d'excitation turbulente qui génèrent des vibrations sur les tubes, qui viennent choquer contre les plaques entretoises et les barres anti-vibratoires. Ces phénomènes induisent des contraintes importantes au droit des supportages, et peuvent conduire à l'usure des tubes, ainsi qu'à l'apparition de fissures.

Le fluide secondaire entraîne également une quantité importante de particules, qui viennent encrasser le générateur de vapeur. Ce phénomène se manifeste par un dépôt de dioxyde sur les tubes et les parties foliées de la plaque entretoise, réduisant ainsi l'espace de passage du fluide, et changeant les conditions aux limites des tubes. Le rétrécissement de l'espace folié entraîne une augmentation de la vitesse d'écoulement, et de l'excitation fluide. Ces modifications se traduisent par un fonctionnement du GV hors de celui des hypothèses de conception, dont l'exploitant doit pouvoir garantir la sûreté.

Par ailleurs, la combinaison de ces deux phénomènes, en modifiant la répartition fréquentielle de l'énergie dans les structures, peut favoriser l'apparition de phénomènes de couplages entre les écoulements turbulents et les vibrations de la structure, et provoquer des instabilités appelées "*instabilités fluides-élastiques*". Ces instabilités se traduisent par l'auto-entretien et l'amplification des mouvements couplés du fluide et de la structure, assimilable à un amortissement négatif. Ces instabilités sont prises en compte dès la phase de conception par le calcul des vitesses critiques d'écoulement pour chaque rayon de cintre de tube. Les tubes présentant un risque vis-à-vis de ces instabilités sont alors supportés en partie haute par les barres anti-vibratoires. De nombreuses études [73, 76, 95] ont par ailleurs montré que la présence des chocs des tubes sur les PE contribuait également à stabiliser les tubes, et ainsi limiter l'apparition des phénomènes d'instabilité.

Néanmoins, en cas d'anomalie de supportage par les barres anti-vibratoires (Cruas 1 en 2004, Cruas 4 en 2005 et 2006, Fessenheim 2 en 2008), on a pu noter l'apparition de fissures sur les tubes, au droit de la plaque entretoise. Les analyses a posteriori ont conclu à la fissuration par fatigue

vibratoire de tubes devenus subitement instables. Ces fissurations conduisent à l'arrêt automatique de la tranche. En plus des enjeux pour la sûreté (risques de rejet de gaz radioactif, voire d'eau contaminée en dehors de l'enceinte), ce type d'incident rend indisponible le moyen de production, se qui se traduit par une perte importante pour l'exploitant. Pour prévenir ces arrêts, EDF reprend les études de stabilité sur les GV concernés. Pour garantir la sûreté de fonctionnement des centrales ciblées, les tubes classés "*à risque*" sont bouchés afin d'éviter les fuites de fluide primaire dans le circuit secondaire. Cependant, cette démarche est très coûteuse, à la fois sur le plan économique, mais aussi dosimétrique, puisqu'elle doit être réalisée pendant un arrêt de tranche et dans une zone fortement contaminée.

1.2. Problématique générale et plan du mémoire

Dans le but d'augmenter la sûreté des installations et d'optimiser la production de l'énergie électrique, différents travaux de recherche pour analyser et comprendre la dynamique du tube sous écoulement fluide-élastique avec/sans chocs sont en cours [68, 72, 76, 79]. Parmi ces sujets de recherche, s'inscrit la présente thèse dont l'objectif est de développer une démarche de type *essais hybrides* visant à reproduire l'effet du fluide sur une structure élémentaire par un système de capteurs et d'actionneurs. Cette approche promet d'être avantageuse puisqu'elle permettra de reproduire et d'étudier les efforts fluide-élastique en présence de chocs sur des structures de grande taille à un coût moindre, et ce en évitant d'avoir recours à des installations d'essais de grande puissance, nécessaires pour reproduire les écoulements fluide à l'échelle réelle. Ces essais devraient aussi permettre de mieux appréhender le comportement couplé non-linéaire complexe entre la présence d'impacts sur les tubes et de l'écoulement du fluide élastique. Une meilleure estimation des efforts de choc pourra mieux justifier la tenue des tubes et facilitera leur dimensionnement. En outre, on peut également affiner la prédiction des plages de stabilité des tubes sous écoulement de par une meilleure prise en compte des dissipations induites par les chocs.

Afin de répondre à ces besoins, ce mémoire est organisé de la manière suivante :

Le chapitre 2 vise tout d'abord à présenter d'une manière volontairement non-exhaustive les disciplines et les travaux de recherche auxquels se rapportent les travaux de thèse. Il compte 4 parties, la première reprend les bases de la dynamique des structures, puis la deuxième aborde le mécanisme des forces fluides-élastiques et les instabilités qui peuvent être engendrées. La troisième partie est consacrée au contrôle vibratoire des structures et permettra de choisir la stratégie à suivre pour reproduire les efforts de couplage fluides-élastiques. Enfin, le chapitre sera clôturé par une synthèse sur les essais hybrides et ainsi situer les travaux de thèse.

Les chapitres 3 et 4 s'intéressent à la conception de la structure de test et à la modélisation des différents efforts auxquels elle est soumise. Dans un premier temps un cahier des charges portant sur la conception de la maquette est dressé pour mener à bien les expériences, puis une modélisation numérique de la structure est établie et validée expérimentalement. Une fois la structure qualifiée, on s'intéressera aux modélisations numériques des chargements. Après avoir

établi un bilan des efforts extérieurs, on définira les caractéristiques et la modélisation adoptée pour chacun d'entre eux.

Le chapitre 5 présente la technique du contrôle actif utilisée pour reproduire les efforts de couplage et la conception des contrôleurs pour y parvenir. Tout d'abord, on abordera la reformulation du problème fluide-élastique et les techniques de placement de pôles. On commencera par établir les grandes caractéristiques des contrôleurs puis, selon les problématiques rencontrées, on sera amené à affiner la conception jusqu'à arriver à une conception finale des lois de contrôle. Des tests élémentaires seront effectués pour tracer la robustesse du contrôle et ses limites d'application. Enfin, l'étude numérique du système complet incluant les impacts et les efforts de contrôle actif est présentée. Cette étude permettra de comprendre la synergie entre les efforts fluides-élastiques et les chocs sur la stabilité de la structure.

Les chapitres 6 et 7 visent à appliquer la méthodologie décrite dans le chapitre 5 sur la maquette de test. Dans un premier temps, on identifiera finement le comportement de la structure ainsi que les différents éléments de la chaîne de contrôle. Puis, une carte de gains sera dressée pour piloter les lois de contrôle et reproduire les effets de couplage fluide-élastique. À l'issue de cette étape, une validation du comportement couplé en linéaire (sans prendre en compte les chocs) de la structure sera présentée. Une fois le comportement linéaire de la structure sous contrôle validé, une corrélation calcul/essai détaillée de la dynamique non-linéaire du tube et les efforts de chocs du système sera abordée pour clôturer les travaux de thèse.

Enfin, une conclusion générale termine ce mémoire. Elle présente également les principales perspectives concernant la poursuite de ces travaux et évoque les problématiques encore ouvertes.

2. *État de l'art*

Ce chapitre, contenant 4 parties, donne un bref état de l'art des différentes disciplines se rapportant au sujet de thèse.

Dans un premier temps, la section (2.1.) présentera un rappel de la dynamique des structures. Elle reprend les relations associées aux approximations de Ritz des équations de la dynamique des structures et offre une description succincte des techniques de réduction modale. Les concepts liés à l'analyse modale expérimentale seront abordés. Enfin, cette partie sera clôturée par un rappel sur la construction des modèles d'état.

Dans un second temps, la section (2.2.) abordera les mécanismes d'excitation fluide-structure auxquels sont soumis les tubes de générateur de vapeur. On verra plus en détails les efforts fluides-élastiques et les instabilités qui peuvent être engendrées, puis un aperçu sur les différents modèles numériques utilisés pour les décrire sera exposé. Pour finir, on discutera des limitations des modèles fluides-élastiques.

Ensuite, on fera un rappel sur le contrôle vibratoire dans la section (2.3.). Cette discipline constitue l'axe principal des travaux de thèse. Elle présente les méthodes de contrôle vibratoire et leur architecture fonctionnelle, le principe du placement de pôle, la robustesse et la stabilité d'un système, et enfin, les types d'instabilité du contrôle vibratoire actif et les recommandations à suivre pour les éviter.

Dans une dernière section, en (2.4.), on présente le principe des essais hybrides et ses deux techniques : dynamique et pseudo-dynamique. On dressera les avantages et les limitations de chacune ainsi que les types d'application auxquels elles sont destinées. Et enfin, pour conclure, on positionnera nos travaux de recherche.

2.1. Rappels de dynamique des structures

Cette section a pour objectif de rappeler les principes de bases de la dynamique des structures, ce qui permet également de préciser les notations. Le formalisme utilisé suppose que le problème continu a été discrétisé en utilisant la méthode des éléments finis. Les ouvrages [7, 30, 87] en apportent une description détaillée. On suppose dès lors que les modélisations introduites par cette étape permettent de rendre correctement compte du comportement dynamique de la structure étudiée.

2.1.1. Dynamique des structures

Considérons le modèle éléments finis (EF) d'une structure discrétisée en N degrés de libertés (ddl). L'évolution temporelle de ses mouvements est régie par la relation matricielle dérivant du principe fondamental de la dynamique

$$M_s \ddot{y}(t) + C_s \dot{y}(t) + K_s y(t) = f(t) . \quad (2.1)$$

Les matrices M_s , C_s et K_s représentent respectivement les propriétés d'inertie, d'amortissement visqueux et de raideur de la structure. Les vecteurs $\ddot{y}(t)$, $\dot{y}(t)$ et $y(t)$ représentent l'accélération, la vitesse et le déplacement associés aux DDL et le vecteur $f(t)$ correspond à la discrétisation des sollicitations extérieures. Les systèmes considérés ici sont linéaires, faiblement dissipatifs et réciproques. Ainsi, les matrices M_s , C_s et K_s sont constantes, réelles, symétriques et semi-définies positives. Dans le domaine fréquentiel, la relation s'écrit

$$\left(-\omega^2 M_s + j\omega C_s + K_s \right) y(\omega) = f(\omega) . \quad (2.2)$$

La matrice de rigidité dynamique est définie par

$$Z(\omega) = \left(-\omega^2 M_s + j\omega C_s + K_s \right) . \quad (2.3)$$

On note Φ la matrice des vecteurs propres φ_i et Ω la matrice diagonale des pulsations propres ω_i associées au problème non amorti homogène associé

$$\left(-\omega_i^2 M_s + K_s \right) \varphi_i = 0 . \quad (2.4)$$

Les modes propres φ_i vérifient alors les relations d'orthogonalité :

$$\begin{cases} \varphi_i^T M_s \varphi_j = \mu_i \delta_{ij} \\ \varphi_i^T K_s \varphi_j = \omega_i^2 \mu_i \delta_{ij} \end{cases} . \quad (2.5)$$

On considérera dans la suite que φ_i est normée par rapport à la matrice de masse, soit $\mu_i = 1 \quad \forall i$. La décomposition du mouvement sur la base des modes propres s'exprime alors

$$y = \Phi q , \quad (2.6)$$

où q est le vecteur des amplitudes modales.

L'amortissement visqueux du problème réduit, noté Γ , est alors donné par :

$$\Gamma = \Phi^T C_s \Phi . \quad (2.7)$$

L'amortissement du système étant faible, on suppose valable l'hypothèse d'amortissement modal. La matrice C_s est alors diagonalisable dans la base des modes propres du système non amorti homogène associé. Γ est donc diagonale, et les termes diagonaux valent

$$\Gamma_{ii} = 2 \zeta_i \omega_i , \quad (2.8)$$

Où ζ_i est l'amortissement modal du $i^{\text{ème}}$ mode. La relation fondamentale de la dynamique (2.1) projetée sur la base des modes propres de vibrations, sous les hypothèses considérées, conduit à un système d'équations découplé qui s'écrit

$$\left(-\omega^2 I_d + j \omega \Gamma + \Omega^2 \right) q(\omega) = \Phi^T f(\omega) \quad (2.9)$$

où I_d correspond à la matrice identité.

2.1.2. Construction des modèles réduits

L'objectif de cette thèse consiste à simuler la réponse dynamique d'une structure, en présence de plusieurs types de force. Certaines sont des données d'entrée, comme l'effort turbulent, d'autres dépendent en temps réel du mouvement et de la dynamique de la structure. Pour réaliser les simulations temporelles de tels phénomènes, l'utilisation d'un modèle complet, tel que décrit dans la section (2.1.1.) n'est pas souhaitable, à la fois pour des problèmes de temps de calcul, mais surtout de gestion de la mémoire et de stockage. Pour faciliter ces simulations, on se tourne donc vers la construction de modèles réduits [4, 5].

On se propose de construire un modèle réduit possédant les mêmes propriétés spectrales que le problème complet. On postule donc l'existence d'une base de réduction T_r qui permette la représentation raisonnable du comportement de la structure sur la bande de fréquence d'intérêt. Dans ces conditions, on a donc

$$y \approx T_r q . \quad (2.10)$$

Les termes q de la combinaison linéaire correspondent aux amplitudes généralisées du problème complet projeté sur la base T_r . Ces amplitudes vérifient donc, dans le cas général :

- pour les réponses temporelles :

$$\left[T_r^T K_s T_r \right] q(t) + \left[T_r^T C_s T_r \right] \dot{q}(t) + \left[T_r^T M_s T_r \right] \ddot{q}(t) = T_r^T f(t) , \quad (2.11)$$

- pour les réponses harmoniques, dans le domaine de Laplace, avec s variable de Laplace :

$$T_r^T \left[K_s + s C_s + s^2 M_s \right] T_r q(s) = T_r^T f(s) . \quad (2.12)$$

Le problème ainsi réduit doit conserver les mêmes caractéristiques spectrales. Il est donc

naturel de construire T_r sur la base des modes propres Φ du système conservatif associé, comme proposé dans la section (2.1.1.).

Pour calculer efficacement la réponse d'une structure à une sollicitation extérieure, on choisit généralement de projeter le système sur une base constituée des modes dont les fréquences propres sont dans la bande de fréquence d'intérêt du problème. Cette bande comprend en général les modes de fréquences les plus basses, mais pas nécessairement. Or, pour assurer une bonne représentation de la réponse, il est souvent nécessaire de prendre en compte un nombre beaucoup plus important de modes que ceux présents dans la bande de fréquence. En pratique, le calcul d'un grand nombre de modes est irréaliste pour des problèmes industriels de grande taille. Il faut donc enrichir la base de projection pour améliorer la représentativité de T_r .

Considérons le système conservatif associé à la relation (2.1). En décomposant la réponse de ce système sur la base modale, il vient, en utilisant la notation N_∞ pour désigner la taille du problème complet

$$y(s) = \sum_{k=1}^{N_\infty} \frac{\varphi_k \varphi_k^T f(s)}{s^2 + \omega_k^2}. \quad (2.13)$$

Si on ne considère que les N premiers modes de la structure, on obtient une solution tronquée approximative dont la validité décroît généralement rapidement avec le nombre de modes, soit

$$y(s) \approx \sum_{k=1}^{N < N_\infty} \frac{\varphi_k \varphi_k^T f(s)}{s^2 + \omega_k^2}. \quad (2.14)$$

Pour limiter les effets de troncature, on choisit un nombre de modes suffisant pour représenter le comportement dynamique, et on complète cette base de modes en incluant les effets quasi statiques des modes tronqués dans la bande de fréquence d'intérêt. En général, on considère des modes jusqu'à 1,5 fois la fréquence maximale d'intérêt du problème (règle semi-empirique dite "de Hurty" [46]). Dans ces conditions, les fréquences propres des modes en dehors de la bande sont plus importantes que la fréquence maximale d'intérêt, on suppose alors

$$\|s^2\| \ll \omega_k^2 \text{ pour } k > N, \quad (2.15)$$

et on peut donc écrire, en séparant les termes de (2.13) en fonction de leur appartenance à la bande de fréquence d'intérêt

$$y(s) \approx \sum_{k=1}^N \frac{\varphi_k \varphi_k^T f(s)}{s^2 + \omega_k^2} + \sum_{k=N+1}^{N_\infty} \frac{\varphi_k \varphi_k^T f(s)}{\omega_k^2}. \quad (2.16)$$

On sépare, dans le terme d'excitation générique $f(s)$, les N_f chargements élémentaires, eux même décomposés en composantes spatiales unitaires et évolutions fréquentielles (ou temporelles), notées respectivement F et $u(s)$ (ou $u(t)$) en écrivant

$$f(s) = \sum_{k=1}^{N_f} f_k u_k(s) = F u(s), \text{ avec } \|f_k\| = 1 \quad \forall k \in [1, N_f]. \quad (2.17)$$

La relation (2.16) peut alors également s'écrire

$$y(s) \approx \sum_{k=1}^N \left[\varphi_k \left(\frac{\varphi_k^T}{s^2 + \omega_k^2} - \frac{\varphi_k^T}{\omega_k^2} \right) F u(s) \right] + K_s^{-1} F u(s), \quad (2.18)$$

Puisque pour un modèle dépourvu de modes de corps rigide ou de mécanismes, tels que $\omega_k \neq 0 \quad \forall k$, la décomposition spectrale de K_s^{-1} s'écrit

$$K_s^{-1} = \varphi \Omega^{-2} \varphi^T = \sum_{k=1}^{N_e} \frac{\varphi_k \varphi_k^T}{\omega_k^2}. \quad (2.19)$$

D'après la relation (2.18), on peut donc construire une base de projection efficace pour calculer la réponse du problème dynamique. La base T_r est construite autour des N premiers modes propres de la structure, et de la réponse statique de la structure à des efforts unitaires appliqués de la même façon que les efforts pour lesquels on cherche la réponse. On a donc

$$T_r = [\phi_1 \dots \phi_N \quad K_s^{-1} F]. \quad (2.20)$$

La base de projection ainsi construite constitue un très bon sous espace pour la recherche de la réponse dynamique de la structure. En revanche, pour son utilisation pratique, il est souvent recommandé d'orthogonaliser la famille de vecteurs obtenue par la relation (2.20), et ainsi obtenir un modèle réduit diagonal.

2.1.3. Analyse modale expérimentale

Pour permettre la construction d'un modèle représentatif du tube, et définir un contrôleur précis, il est essentiel de pouvoir identifier expérimentalement le comportement dynamique de la maquette. Cette identification est réalisée par les techniques qui relèvent de l'analyse modale expérimentale. L'objectif de cette section n'est pas de réaliser un exposé exhaustif sur les différentes techniques d'analyse modale et d'identification des paramètres modaux. Pour une présentation plus détaillée sur la mise en œuvre expérimentale des méthodes d'analyse modale et les techniques d'identification, on se référera notamment à [33, 43].

Il existe deux grandes classes de méthodes d'identification, les méthodes d'identification fréquentielles et les méthodes temporelles. Seuls les principes des méthodes fréquentielles sont présentés dans cette section.

En généralisant le principe de séparation des grandeurs spatiales et temporelles (ou fréquentielles), on introduit les notions de matrices d'observation C et de commande B , qui permettent de faire le lien entre les efforts et déplacements associés au modèle de la structure testée, et ceux associés à la structure. Le comportement dynamique de la structure réelle, sous réserve

qu'un modèle de la forme (2.21) existe, est donné par les deux relations suivantes

$$\begin{cases} (K_s + j\omega C_s - \omega^2 M_s) y(\omega) = B u(\omega) \\ y_{mes}(\omega) = C y(\omega) \end{cases} \quad (2.21)$$

La première relation est dite *d'évolution*, et donne les états y du système en fonction des entrées u . La matrice de commande B donne la localisation spatiale des entrées. La seconde relation est dite *d'observation*, et donne les grandeurs effectivement mesurées y_{mes} en fonction de l'état du système y .

Les méthodes d'analyse modale expérimentale consistent à déterminer et analyser le comportement dynamique d'une structure en connaissant le transfert entre les entrées u appliquées et les sorties y_{mes} mesurées. La matrice des FRF (Fonctions de Réponse en Fréquence), notée H , décrivant ces transferts est définie par

$$H(\omega) y_{mes}(\omega) = u(\omega) \quad (2.22)$$

En réécrivant avec les relations (2.21), il vient :

$$H(\omega) = C (-\omega^2 M_s + j\omega C_s + K_s)^{-1} B \quad (2.23)$$

Une analyse modale expérimentale est ainsi définie par le choix des efforts appliqués (les entrées) et des mesures (les sorties).

En utilisant les principes de la décomposition spectrale (2.6), les conditions d'orthogonalité (2.5), avec des masses modales unitaires, et en faisant l'hypothèse d'un amortissement visqueux faible (2.8), on peut écrire :

$$H(\omega) = \sum_{k=1}^N \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{-\omega^2 + 2j\zeta_k \omega_k \omega + \omega_k^2} \quad (2.24)$$

où N est le nombre de modes du modèle de la structure. La détermination des i premiers vecteurs $C \varphi_i$, $\varphi_i^T B$, ainsi que les premiers taux d'amortissement ζ_i et fréquences propres ω_i autorise la construction d'un modèle modal de comportement de la structure.

En pratique, une identification modale n'est réalisée que sur une bande de fréquence limitée. On note N_{min} l'indice de la fréquence propre la plus faible de la structure observable par l'essai, et N_{max} celui de la plus grande. La relation (2.24) peut alors se décomposer sur trois bandes de fréquences distinctes. On note $d_k(\omega) = -\omega^2 + 2j\zeta_k \omega_k \omega + \omega_k^2$.

$$H(\omega) = \sum_{k=1}^{N_{min}-1} \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{d_k(\omega)} + \sum_{k=N_{min}}^{N_{max}} \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{d_k(\omega)} + \sum_{k=N_{max}+1}^N \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{d_k(\omega)} \quad (2.25)$$

Dans le premier terme de (2.25), les fréquences propres des modes sont inférieures à la fréquence minimale d'intérêt. Lors de l'analyse sur la bande contenant les modes entre N_{min} et

N_{max} , on a $\omega_k < \omega_{N_{min}}$. Dans le premier terme, on fait donc l'approximation $d_k(\omega) \approx -\omega^2$. Pour le troisième terme, les fréquences propres des modes sont supérieures à la fréquence maximale d'intérêt de l'essai. On fait donc l'approximation $d_k(\omega) \approx \omega_k^2$. Il vient alors :

$$H(\omega) = \underbrace{\sum_{k=1}^{N_{min}-1} \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{-\omega^2}}_{BF/\omega^2} + \sum_{k=N_{min}}^{N_{max}} \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{d_k(\omega)} + \underbrace{\sum_{k=N_{max}+1}^N \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{\omega_k^2}}_{HF} \quad (2.26)$$

Le terme BF correspond à l'influence des modes basses fréquences dans la bande de fréquence d'intérêt de l'essai. Le terme HF quantifie l'influence des modes hautes fréquences dans la bande d'analyse, qui ne peuvent pas être tous identifiés, ni observés correctement. Du point de vue de la bande de fréquence considérée, ces modes répondent de manière quasi statique. Pour cette raison, ce terme est qualifié de "*correction statique*".

Pour extraire ces informations des FRF expérimentales, de nombreuses méthodes d'identification peuvent être mises en œuvre. La recherche s'effectue en général par la minimisation d'une fonctionnelle caractéristique de la distance entre les mesures et le modèle. La forme utilisée généralement est une représentation sous la forme pôles (λ_k)/résidus (R_k) représentant la relation (2.24), prenant en compte les hypothèses de conjugaison des pôles pour un système d'ordre 2 faiblement dissipatif.

$$\underbrace{\text{ArgMin}}_{(\lambda_k, R_k, BF, HF)} \left(\left\| H(\omega)_{test} - \sum_{k=1}^n \left(\frac{R_k}{j\omega + \lambda_k} + \frac{\bar{R}_k}{j\omega + \bar{\lambda}_k} + \frac{BF}{\omega^2} + HF \right) \right\|^2 \right). \quad (2.27)$$

Le passage d'un modèle pôle/résidus (2.27) à un modèle de synthèse des modes normaux de la structure (2.24) suppose une hypothèse supplémentaire. Pour la recherche des termes de R_k , on ne pose a priori aucune hypothèse. Cependant, le modèle identifié, pour correspondre à la description d'un système mécanique linéaire, doit être réciproque. Cette condition est traduite par la symétrie des matrices de masse et de raideur du modèle EF équivalent de la structure. Dans le cas d'un modèle réalisé à partir d'une analyse modale, cette condition se traduit par la positivité de la partie imaginaire des résidus associés aux tests collocalisée (i.e. mesure et application de l'effort au même point et dans la même direction). Lorsque cette condition est vérifiée, il est alors possible d'identifier les termes entre (2.24) et (2.27). Les expressions de R_k et λ_k s'écrivent

$$\begin{cases} R_k = j \frac{C \varphi_k \varphi_k^T B}{2 \omega_k \sqrt{1 - \zeta_k^2}} \\ \lambda_k = \omega_k (\zeta_k - j \sqrt{1 - \zeta_k^2}) \end{cases} \quad (2.28)$$

Cependant, pour de multiples raisons, même lorsque les conditions de réciprocité sont assurées pour la réalisation pratique de l'essai, il est possible que la partie imaginaire de certains résidus associés à un test collocalisé ne soit pas positive. Dans ce cas, il est nécessaire de définir un

processus régularisant pour assurer la construction d'un modèle réciproque minimal de la structure testée.

2.1.4. Construction des modèles d'état

Dans cette partie, on présente une approche plus générale de la représentation de la dynamique d'un système. Cette représentation, issue de l'automatique, repose sur la construction d'un modèle d'évolution du premier ordre, et la séparation entre les quantités qui décrivent l'état du système, ses entrées et les grandeurs observées, ses sorties [34]. Cette approche généralise le formalisme introduit à la relation (2.21).

L'approche la plus générale, dans le domaine fréquentiel, est donnée à la relation (2.29). L'utilisation de ce formalisme permet de simplifier l'approche pour le contrôle de structure, en proposant des modèles de même forme à la fois pour la structure et pour les boucles de contrôle, soit

$$\begin{cases} s q(s) = A q(s) + B u(s) + w_1(s) \\ y(s) = C q(s) + D u(s) + w_2(s) \end{cases} \quad (2.29)$$

A est la matrice décrivant l'état du système, B décrit la façon dont les entrées $u(s)$ s'appliquent au système, C est la matrice d'observation des sorties $y(s)$, qui dépendent à la fois des états $q(s)$ et des entrées. Le terme D correspond aux termes de transferts directs. Les termes $w_1(s)$ et $w_2(s)$ correspondent aux bruits impactant respectivement le système et les mesures. Dans le cas d'un système linéaire, les matrices A , B , C et D sont constantes. Dans la suite, les termes de bruit seront négligés.

Dans le cas particulier de l'évolution d'un système mécanique, et reprenant les notations introduites dans les sections (2.1.1.), (2.1.2.) et (2.1.3.), la première relation du système (2.29) peut s'écrire

$$\begin{cases} s q(s) \\ s^2 q(s) \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & Id \\ -M^{-1}K & -M^{-1}C \end{bmatrix} \begin{cases} q(s) \\ s q(s) \end{cases} + \begin{bmatrix} 0 \\ F \end{bmatrix} u(s) \quad (2.30)$$

Le passage d'un système du second ordre à celui d'un système du premier ordre s'accompagne du doublement du nombre d'état du système. Il est donc particulièrement intéressant, dans ce cadre, d'avoir recours aux techniques de réduction de modèle. En utilisant la base des modes propres de la structure (normés en masse), la relation (2.30) devient

$$\begin{cases} s q(s) \\ s^2 q(s) \end{cases} = \begin{bmatrix} 0 & Id \\ -\Omega^2 & -\Gamma \end{bmatrix} \begin{cases} q(s) \\ s q(s) \end{cases} + \begin{bmatrix} 0 \\ \Phi^T F \end{bmatrix} u(s) \quad (2.31)$$

Dans le cas où tous les modes ne seraient pas pris en compte dans la relation (2.31), la prise en compte des termes de corrections statiques et inertielles, permettant d'améliorer la représentativité du modèle, peut se faire principalement de deux façons :

- en ajoutant les termes de corrections statique à la base des modes propres, et en orthonormalisant la base ainsi construite, ce qui conduit à une forme de modèle d'état équivalent à celle proposée par la relation (2.31).
- en introduisant des pôles à fréquence nulle pour la prise en compte des termes inertiels, en ajoutant des états associés, et en ajoutant un terme de transfert direct dans D .

Dans le cas particulier des structures mécaniques, les sorties généralement observées correspondent à des déplacements, vitesses ou accélérations de points matériels. Dans l'hypothèse où la matrice d'observation C permet d'observer les déplacements d'intérêt pour le modèle décrit par la relation (2.29), on donne ici les équations d'observations des déplacements, vitesses et accélérations de ces mêmes points pour un modèle d'état réduit de la forme (2.31), où $q(s)$ correspond aux états modaux du système :

- déplacement :

$$y(s) = [C \Phi \quad 0] \begin{Bmatrix} q(s) \\ s q(s) \end{Bmatrix} \quad (2.32)$$

- vitesse :

$$y(s) = [0 \quad C \Phi] \begin{Bmatrix} q(s) \\ s q(s) \end{Bmatrix} \quad (2.33)$$

- accélération :

$$y(s) = [-C \Phi \Omega^2 \quad -2 C \Phi Z \Omega] \begin{Bmatrix} q(s) \\ s q(s) \end{Bmatrix} + [C \Phi \Phi^T F] u(s) \quad (2.34)$$

2.2. Instabilité et forces Fluide-Élastique

Jusqu'aux années soixante, *seul* le phénomène du détachement tourbillonnaire a été envisagé comme cause de réponses vibratoires de larges amplitudes des tubes sous écoulements transverses [97]. Des années après, il s'est avéré qu'il existe d'autres mécanismes d'excitation à larges amplitudes et que les détachements tourbillonnaires ne constituent qu'un type de ces derniers. Depuis, beaucoup d'études (*Piteau et al.* [76], *Weaver et al.* [97], *Tanaka et al.* [93] etc) ont été effectués dans le domaine pour identifier ces efforts d'interaction fluide-structure et les modéliser. Ces travaux se sont intéressés à des structures académiques de petite taille, type tube droit car d'une part, le phénomène est difficile à comprendre, et d'autre part, les équipements nécessaires à la mise en place de l'expérience sont chers et sophistiqués.

Dans cette partie, la section (2.2.1.) présentera tout d'abord les différents types d'excitation subites par un tube droit sous écoulement transverse. Ensuite, on verra les modélisations existantes à l'heure actuelle des efforts responsables des vibrations à larges amplitudes en section (2.2.2.). Enfin, la section (2.2.3.) abordera les limites de ces modélisations.

2.2.1. Mécanismes d'excitation

Selon et *Shigehiko et al.* [64] et *Paidoussis* [67, 69], les excitations associées à l'écoulement transverse d'un fluide autour d'un tube sont classées sous trois formes : chargement turbulent, chargement synchronisé et chargement fluide-élastique (*figure 2.1*).

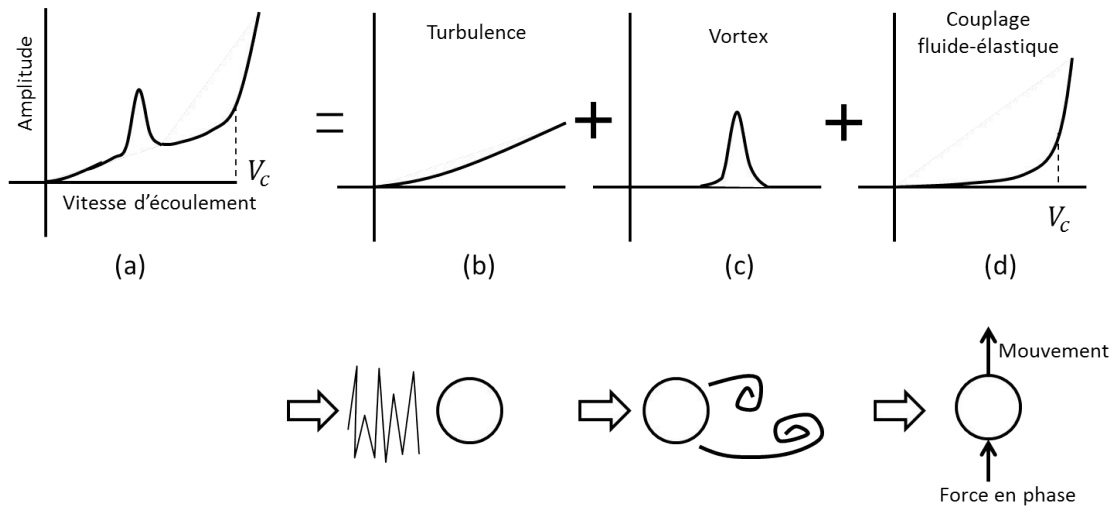


Fig.2.1 : Mécanismes d'excitation d'un tube sous écoulement transverse

Ces excitations peuvent interagir chacune d'entre elles seule avec le tube ou bien ensemble en formant un effort complexe. *Le chargement turbulent* est une excitation aléatoire supposée indépendante du mouvement de la structure, elle est due à une fluctuation de pression en temps et en espace. Il s'agit souvent d'un spectre large bande qui peut exciter différents modes à la fois. Cet effort est caractérisé par son contenu fréquentiel. Dans ce cadre, *Axisa et al.* [2] ont effectué une étude sur l'identification du spectre d'excitation d'un fluide monophasique, où des enveloppes de densités spectrales ont été établies à partir des mesures expérimentales. Quant aux travaux *De*

Langre et al. [51] ils se sont intéressés aux écoulements diphasiques. Les deux modèles stipulent que le niveau vibratoire de l'excitation est dépendant de la vitesse d'écoulement et proposent des gabarits de spectre fréquentiel pour chaque composition du fluide. *Le chargement synchronisé* est engendrée par les détachements tourbillonnaires alternés avec une périodicité aux alentours d'une des fréquences de résonance de la structure (phénomène également appelé accrochage fréquentiel). Dans cette zone l'amplitude des vibrations augmente sensiblement mais reste bornée et peut occasionner des ruptures de la structure dans un temps réduit. Ce dernier cas de figure est difficile à prédire surtout pour les faisceaux de tubes (exemple : générateur de vapeur), car il peut entrer en interférence avec les résonances acoustiques [10, 100]. Enfin, *le chargement fluide-élastique* se déclenche quand la vitesse d'écoulement dépasse une certaine vitesse critique; on observe une croissance des amplitudes de vibration incontrôlable, reflétant une instabilité dangereuse qui détériore le système dans un laps de temps très court. Les scientifiques portent un intérêt particulier à la vitesse critique, car les structures doivent être dimensionnées pour ne jamais atteindre cette limite. Bien que les causes responsables de l'apparition de ce phénomène restent encore inexpliquées, il existe tout de même des outils de dimensionnement empirique pour l'éviter [97]. Dans la section suivante, on s'intéressera particulièrement à ce dernier type de chargement en présentant les différentes modélisations existantes.

2.2.2. Modèles Fluides-Élastiques

Dans les années soixante-dix, *Connors* [23, 24] introduit un nouveau concept appelé "*instabilité fluide-élastique*", pour faire référence au mécanisme d'auto-excitation jugé comme cause principale des vibrations larges amplitudes. Le phénomène a été nommé ainsi car il résulte d'une interaction entre le fluide et la réponse élastique de la structure. L'idée de *Connors* était d'avoir un critère qui permette de prédire les départs en instabilité, la modélisation des efforts fluides-élastiques n'étant pas un objectif en soi.

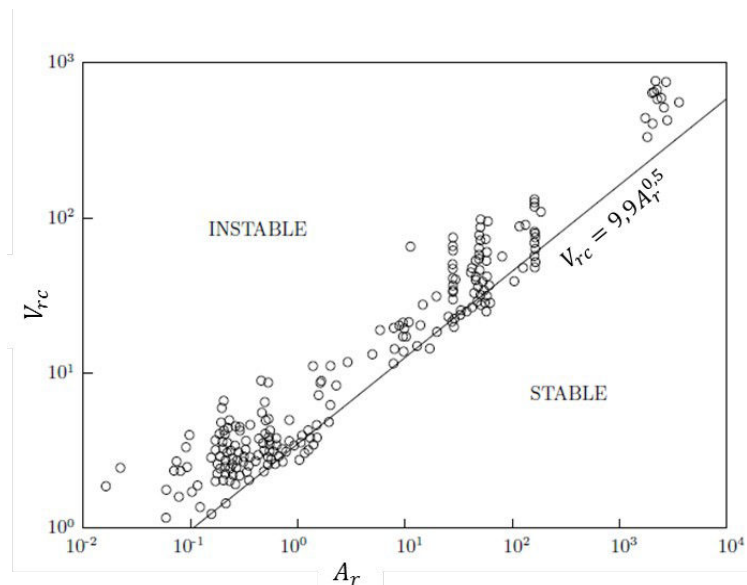


Fig.2.2 : Carte de Connors [73]
les points "o" présentent les vitesses d'écoulement critiques expérimentales mesurées avant le départ en instabilité du tube

Pour cela, il a proposé une cartographie simplifiée déterminable d'une manière empirique (*figure 2.2*), reliant la vitesse réduite critique V_{rc} avant départ en instabilité et un coefficient masse-amortissement A_r arbitraire (2.35&2.36). Cette cartographie est devenue une référence pour les dimensionnements des tubes GV dans le monde industriel.

$$V_{rc} = \frac{V_c}{f \cdot D} \text{ et } A_r = \frac{m_e \delta}{\rho_f \cdot D^2} \quad (2.35)$$

$$V_{rc} = 9,9 A_r^{0,5} \quad (2.36)$$

Où V_c est la vitesse d'écoulement à partir de laquelle le tube devient instable, f est la première fréquence naturelle de vibration du tube, D est le diamètre du tube, m_e masse linéique équivalente du tube, δ le décrétement logarithmique des amplitudes de vibration et ρ_f la masse volumique du fluide.

Aujourd'hui encore, le phénomène d'instabilité fluide-élastique reste difficile à modéliser. Il est compliqué à partir des équations de Navier-Stokes d'expliquer ces instabilités ou de modéliser les efforts d'interaction fluide-élastique [97]. En effet, l'approche visant à simuler le phénomène à travers des outils numériques reste impraticable car les scientifiques sont vite confrontés à deux difficultés majeures : la première concerne la finesse du maillage du fluide, surtout au niveau de la couche limite au voisinage du tube et au voisinage des parois ; la deuxième est liée au pas de calcul qui doit être suffisamment petit pour pouvoir reproduire comme il se doit les efforts turbulents.

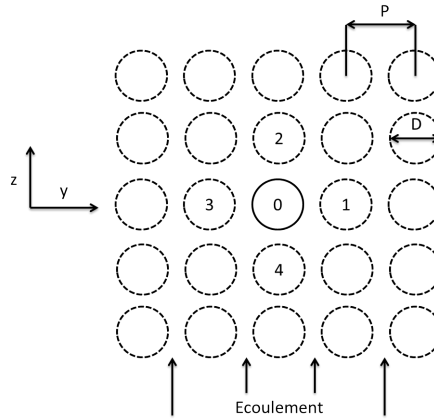


Fig.2.3 : Faisceaux de tube (Tanaka & Takahara 1981)

De nombreuses recherches ont été conduites ces quatre dernières décennies pour contourner les difficultés citées précédemment et modéliser les efforts fluides-élastiques. Elles ont mené à différents modèles simples semi-analytiques basés sur des données expérimentales et des bases régissant les lois de la mécanique des fluides. Ces modèles n'ont pas pour finalité de décrire à l'échelle locale l'évolution des forces fluides-élastiques, mais plutôt leur apport global au niveau de la dynamique du tube. Tanaka & Takahara [94] furent les premiers à proposer un modèle à un degré de liberté linéarisé des forces fluides-élastiques. Ils ont supposé que ces dernières dépendent non seulement de la vitesse d'écoulement et la dynamique du tube d'intérêt (tube 0, *figure 2.3*) mais aussi de la dynamique des quatre tubes les plus proches. Ce couplage entre les tubes est représentés

dans le modèle par des coefficients déterminés pour chaque pas réduit des faisceaux de tube P/(P-D) (*figure 2.3*) en fonction de la vitesse d'écoulement. Les efforts d'interaction sont projetés selon les deux directions : y de portance et z de traînée (2.37&2.38).

$$F_z = 1/2 \rho_f V \sum_{k=0}^4 (c_{zky} \cdot z_k + c_{zky} \cdot y_k) \quad (2.37)$$

$$F_y = 1/2 \rho_f V \sum_{k=0}^4 (c_{yky} \cdot z_k + c_{yky} \cdot y_k) \quad (2.38)$$

z_k , y_k , F_z et F_y sont respectivement les déplacements du tube k et les efforts appliqués par le fluide sur le tube 0 dans les deux directions z et y . c_{zky} est le coefficient d'effort de couplage sur le tube 0 dans la direction z induit par les vibrations du tube k dans la direction y et V la vitesse d'écoulement. Chacun de ces coefficients complexes est identifié expérimentalement par des expériences élémentaires en imposant, sous un écoulement permanent, un déplacement sinusoïdal au tube central (2.39) et en mesurant l'effort induit sur le tube d'indice k . L'effort induit est également supposé sinusoïdal avec une amplitude et un déphasage près par rapport à la réponse du tube (2.40). Les coefficients de couplage c_{zky} sont alors identifiables grâce à l'amplitude et au déphasage mesurés entre les tubes [93]. Cette caractérisation est faite pour une gamme de vitesse d'écoulement et de fréquence d'excitation. Dans ce qui suit, on ne s'intéressera que aux efforts sur la direction de portance, car c'est la direction où les efforts fluides-élastiques apparaissent.

$$y_0(t) = A_0 \cos(\omega t) = \Re(A_0 \cdot e^{j\omega t}) \quad (2.39)$$

$$F_k(t) = \alpha A_0 \cdot \cos(\omega t + \varphi) = \Re(c_{zky} \cdot e^{j\omega t}) \quad (2.40)$$

où :

$$c_{zky} = \alpha A_0 e^{j\varphi} \quad (2.41)$$

Où α est une constante réelle et φ un déphasage.

Puisque le problème étudié est supposé dépendant du mouvement du tube, *Tanaka* [94] propose de linéariser la force totale sur le tube et de la décomposer en trois termes proportionnels à l'accélération, la vitesse et au déplacement du tube. Ces derniers représente respectivement une masse, un amortissement et une raideur ajoutés. La raideur et l'amortissement sont supposés dépendants d'une vitesse réduite V_r . Cette dernière modélise l'interaction entre les paramètres d'écoulement du fluide et la dynamique du tube. Ainsi, la force de fluide F_f sur le tube s'écrit :

$$F_f = -M_f \cdot \ddot{y}_0 - C_f(V_r) \cdot \dot{y}_0 - K_f(V_r) \cdot y_0 \quad (2.42)$$

où :

$$\text{avec } V_r = \frac{V}{f \cdot D} \quad (2.43)$$

Où V est la vitesse d'écoulement du fluide, f la fréquence propre du premier mode, D le diamètre du tube et \ddot{y} , \dot{y} , y sont respectivement l'accélération, la vitesse et le déplacement du tube.

C_f , K_f et M_f sont l'amortissement, la raideur et la masse ajoutés. Étant donné que la masse ajoutée est supposée indépendante de la vitesse réduite, elle est identifiable expérimentalement ou analytiquement grâce à la théorie d'écoulement potentiel, en considérant le fluide au repos. On fait dès lors l'hypothèse que ce terme ne sera pas modifié par la présence de l'écoulement. Les deux autres coefficients de couplage peuvent être déduits à l'aide du déphasage et de l'amplitude de la force mesurée (2.41) en résolvant un système à deux équations et à deux inconnues pour finalement obtenir :

$$C_f = -\alpha \sin(\varphi) / \omega \quad (2.44)$$

$$K_f = M_f \omega^2 - \alpha \cos(\varphi) \quad (2.45)$$

Tanaka et al [92] arrivent à reproduire les instabilités fluides-élastiques sur un tube flexible au milieu de tubes rigides. Ce phénomène a été modélisé par un amortissement négatif en partant de l'équation élasto-dynamique du tube :

$$M_s \ddot{y} + C_s \dot{y} + K_s y = F_f \quad (2.46)$$

M_s , C_s et K_s sont la masse, l'amortissement et la raideur structuraux du tube dans l'air. Ce qui donne après l'utilisation de l'équation (2.42) :

$$(M_s + M_f) \ddot{y} + (C_s + C_f) \dot{y} + (K_s + K_f) y = 0 \quad (2.47)$$

Lever & Weaver [52] proposent aussi un modèle idéal à 1 degré de liberté vibrant à sa fréquence de résonance et seulement dans la direction de portance. Ils soulignent, en comparant des tests expérimentaux sur des faisceaux rigides et flexibles, que le mouvement des tubes les plus proches n'influencent la dynamique du tube central qu'une fois l'instabilité fluide-élastique déclenchée. Ils remarquent aussi que la vitesse d'écoulement critique est sensiblement la même dans les deux cas. Par conséquent, la dynamique des tubes avoisinants n'est pas essentielle pour susciter le mécanisme d'instabilité. Le modèle est donc allégé en supposant que seul le tube central est flexible dans un faisceau de tubes rigides.

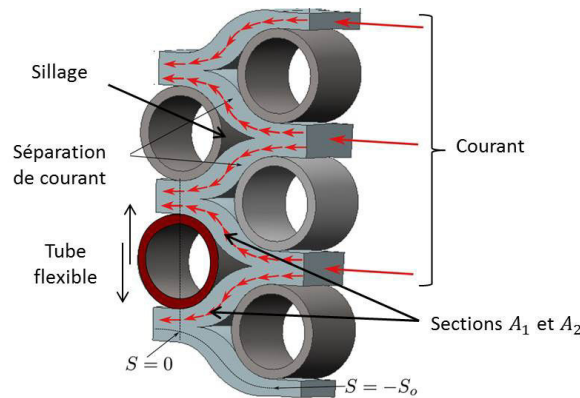


Fig.2.4 : Modèle Lever & Weaver [42]

Dans ce modèle, le fluide est supposé incompressible et le flux est unidirectionnel. À l'arrivée devant le tube, un sillage se forme divisant le flux en deux courants de sections différentes A_1 et A_2 (figure 2.4). L'auteur développe chaque section autour d'une section d'un flux permanent avec plus

ou moins une perturbation périodique d'amplitude a et de période égale à la pulsation de vibration du tube ω (2.48). Pour modéliser l'instabilité, un déphasage φ est introduit entre le flux et le mouvement du tube. Ce paramètre est empirique et il a été choisi comme dépendant de la position du tube noté S , la pulsation et la vitesse d'écoulement (2.49). L'origine de ce déphasage reste inconnue pour les auteurs, mais il sert à traduire un retard entre la pression exercée sur le tube et son mouvement [49]. Quand ces deux derniers sont en phase, les instabilités fluides-élastiques apparaissent.

$$A_i = A(S) + (-1)^{i+1} a(S) \sin(\omega t + \varphi(S)) \quad \text{avec} \quad i \in \{1, 2\} \quad (2.48)$$

avec

$$\varphi(S) = 2\omega \frac{S}{V} \quad (2.49)$$

Price et Païdoussis [80] expriment la force fluide-élastique directement à partir de la force de traînée et de portance. Aucune hypothèse n'est faite sur la fréquence de vibration du tube à la différence des modèles cités avant. Afin de traduire que le fluide n'agit pas instantanément sur le tube, ils introduisent un temps de retard τ entre la force du fluide et le déplacement du tube. Ce retard est attribué au délai de propagation du fluide lorsqu'il aborde le tube, surtout au voisinage du point de stagnation (centre du sillage) [69]. L'effort de portance F_p en régime harmonique permanent est défini par :

$$F_p = 1/2 \rho_f V^2 L D [e^{-i\omega\tau} \tilde{C}_p - C_T \frac{D}{V} j\omega] Y \quad (2.50)$$

$$\tau = \mu D/V \quad (2.51)$$

Où Y est la transformée de Fourier du déplacement y de l'oscillateur 1 ddl, μ est une constante, D/V est le temps que le fluide met pour parcourir une distance égale au diamètre du tube. \tilde{C}_p , C_T sont respectivement les coefficients de portance et de traînée et L est la longueur du tube.

En remplaçant le second membre de l'équation dynamique (2.46) par la force de portance (2.50), on obtient :

$$-\omega^2 M_s Y + (C_s + 1/2 \rho_f D^2 V L C_T) j\omega Y + [K_s - (\rho_f D V^2 L) \tilde{C}_p e^{-i\omega\tau}] Y = 0 \quad (2.52)$$

Pour les réponses harmoniques type $y = A_y \exp(i\omega t)$, et en remplaçant τ par sa formule (2.51), la partie imaginaire reflétant l'amortissement total de la structure couplée est :

$$C_{Total} = C_s + 1/2 \rho_f D^2 V L C_T + 1/2 \rho_f D V^2 L \tilde{C}_p \sin(\omega \mu D/V) \quad (2.53)$$

Il est nécessaire de souligner que sans la prise en compte du retard τ (i.e $\mu=0$) l'amortissement restera toujours positif (car $C_T > 0$) et par conséquent le modèle ne décrira pas les instabilités fluides-élastiques, d'où l'importance du retard dans ce modèle. Si on linéarise l'équation ci-dessus en développant la fonction sinus autour de petites valeurs de $(\omega \mu D/V)$, la déduction de la vitesse

critique avant départ en instabilité est immédiate :

$$V_c = \frac{C_s / \gamma}{-C_T - \omega \mu \bar{C}_p} \quad \text{avec} \quad \gamma = \frac{\rho_f L D^2}{2} \quad (2.54)$$

Finalement on cite un modèle semi-analytique développé par *Piteau et al.* [76], qui découle de l'approche de *Tanaka & Takahara*. Cette technique vise à projeter la force fluide-élastique linéarisée (2.42) sur le premier mode du tube. Les coefficients de masse, amortissement et raideur ajoutés sont déterminés expérimentalement à travers les caractéristiques du mode concerné.

Soit une équation élasto-dynamique du tube sous excitations fluide-élastiques :

$$M_s \ddot{y} + C_s \dot{y} + K_s y = F_{fe}(\ddot{y}, \dot{y}, y, V_r) \quad (2.55)$$

Avec F_{fe} la force fluide-élastique. En projetant cette équation sur le premier mode (le mode concerné par les instabilités fluides-élastiques), on obtient :

$$m_s \ddot{q}_1 + c_s \dot{q}_1 + k_s q_1 = f_T + f_{fe}(\ddot{q}_1, \dot{q}_1, q_1, V_r) \quad (2.56)$$

Avec q_1 est le déplacement généralisé du mode. La force fluide-élastique linéarisée devient :

$$f_{fe} = m_f \ddot{q} + c_f(V_r) \dot{q} + k_f(V_r) q \quad (2.57)$$

Avec m_f , c_f et k_f sont la masse modale, l'amortissement modal et la raideur modale ajoutées des matrices M_f , C_f et K_f de l'équation physique (2.42).

En simplifiant l'équation (2.56) on obtient le nouveau comportement couplé de la structure :

$$(m_s + m_f) \ddot{q} + (c_s + c_f(V_r)) \dot{q} + (k_s + k_f(V_r)) q = f_T \quad (2.58)$$

A ce stade, le comportement modal de la structure a changé, les nouvelles caractéristiques modales, pulsations et amortissements, s'écrivent :

$$\omega(V_r) = \sqrt{\frac{k_s + k_f(V_r)}{m_s + m_f}} \quad (2.59)$$

$$\zeta(V_r) = \frac{c_s + c_f(V_r)}{2\omega(V_r)(m_s + m_f)} \quad (2.60)$$

Les caractéristiques m_s , c_s et k_s de la structure seule sont aisément identifiables suite à une analyse modale dans l'air en l'absence de fluide. La détermination des trois coefficients de couplage impose la connaissance de la nouvelle pulsation et amortissement. En général, leur détermination s'effectue en deux étapes [14]. Étant donné que la masse ajoutée du fluide est supposée indépendante de la vitesse d'écoulement, elle est déduite d'un essai dans l'eau stagnante ($V=0$, $k_f=0$) en mesurant la pulsation propre de la structure. Nous obtenons :

$$m_f = \frac{k_s}{\omega_0^2} - m_s \quad (2.61)$$

Ensuite, plusieurs essais pour différentes valeurs de vitesse d'écoulement sont effectués pour identifier les coefficients de couplages en amortissement et en raideur en mesurant à la fois la pulsation propre et l'amortissement modal, ainsi on se retrouve avec un système de deux équations à deux inconnues:

$$\begin{cases} k_f(V_r) = \omega^2(V_r)(m_s + m_f) - k_s \\ c_f(V_r) = 2\omega(V_r)\zeta(V_r)(m_s + m_f) - c_s \end{cases} \quad (2.62)$$

Une fois ces trois derniers paramètres identifiés, le modèle semi-analytique du fluide-élastique est achevé. La principale limitation de cette approche est liée à la connaissance des coefficients sur une plage réduite de vitesse d'écoulement. Dans le domaine post-stabilité, il devient impossible de mesurer les paramètres modaux à cause de l'instabilité. *S. Caillaud* [14] a proposé une méthode utilisant le contrôle actif pour mesurer les coefficients de couplage au-delà de la limite de stabilité. L'idée consiste à ajouter une quantité d'amortissement connu pour forcer la stabilité de la structure, puis la soustraire des mesures expérimentales ultérieurement pour remonter à la valeur réelle de l'amortissement structural. Grâce à cette technique, les coefficients de couplage ont été explorés dans la zone instable (*figure 2.5*), et des simulations plus pertinentes ont été effectuées sans avoir à se baser sur des hypothèses ou des modèles non vérifiés au-delà de la vitesse critique.

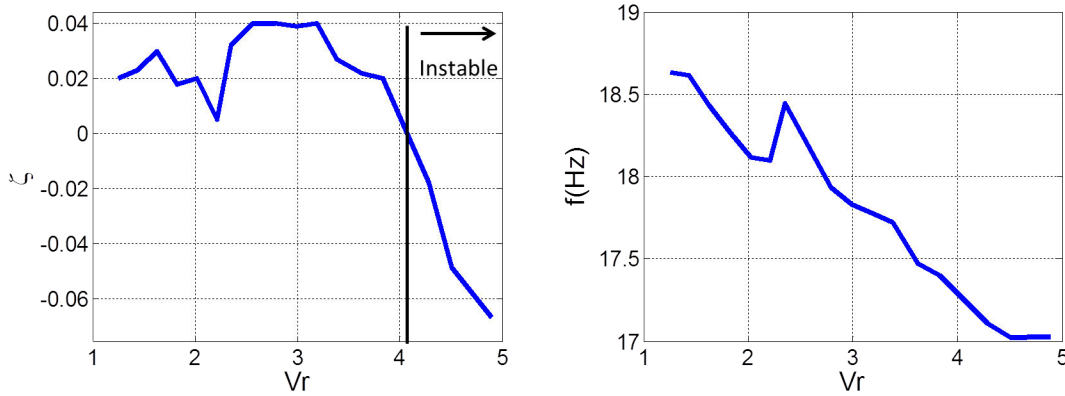


Fig.2.5 : Mesures post-stabilité [76]

Par la suite, *Piteau et al.* [75, 76] ont abordé le cas plus réaliste des tubes sujets à des impacts localisés, en se basant sur les coefficients de couplages déterminés par *S. Caillaud* [14]. La maquette utilisée pour ces études est constituée d'un faisceau de 15 tubes en trois colonnes tous rigides sauf le tube central (l'influence du mouvement des autres tubes est négligeable - *Weaver & Lever* - [52]). Le tube flexible est libre d'un côté et encastré de l'autre via une lamelle souple dans la direction de portance. Deux butées de part et d'autres à mi-hauteur du tube sont mises en place pour reproduire et mesurer les chocs. Étant donné que le problème est fortement non-linéaire, la notion de mode n'est plus valable. Ainsi, ils optent pour l'utilisation d'une estimation de la fréquence de vibration du tube comme proposé par *Fricker* [35] au lieu de la fréquence modale dans le modèle numérique. Cette fréquence qualifiée d'*apparente* est basée sur un modèle à 1 ddl équivalent et est actualisée à chaque pas de calcul sur une fenêtre glissante de largeur τ (2.63). Son évaluation repose sur une méthode des moindres carrés.

$$\begin{Bmatrix} 2\zeta\omega \\ \omega^2 \end{Bmatrix} = - \left[\begin{Bmatrix} y(t) \\ \vdots \\ y(t-\tau) \end{Bmatrix}, \begin{Bmatrix} \dot{y}(t) \\ \vdots \\ \dot{y}(t-\tau) \end{Bmatrix} \right]^+ \begin{Bmatrix} \ddot{y}(t) \\ \vdots \\ \ddot{y}(t-\tau) \end{Bmatrix} \quad (2.63)$$

Où X^+ est le pseudo inverse de la matrice rectangulaire X . Pour les détails d'implémentation, on peut se référer à l'article [76]. Le grand défi de cette étude était la validation de l'approche consistant à utiliser des coefficients de couplage déterminés sous un régime linéaire harmonique permanent dans une étude non-linéaire type choc en actualisant constamment les paramètres du modèle numérique. Les corrélations calculs/essais étaient globalement satisfaisantes pour différentes configurations de jeu. La réponse fréquentielle et les déplacements étaient bien estimés, quant aux efforts de chocs, ils étaient légèrement surestimés surtout pour les vitesses d'écoulement élevées. Les auteurs attribuent cette différence au modèle du choc utilisé, supposé parfait avec une raideur pure sans amortissement.

2.2.3. *Limites des modèles Fluides-Élastiques*

Jusqu'à présent, le phénomène du couplage fluide-élastique reste mal connu. Les modèles utilisés pour étudier ce phénomène sont empiriques et permettent de décrire partiellement le système couplé. Les travaux menés jusqu'à présent, reposent sur des hypothèses discutables. En effet, les efforts sont supposés linéaires même pour des grandes amplitudes de vibration. De plus, les modèles élaborés reposent sur des paramètres qui sont souvent issus des mesures expérimentales. Par conséquent, la fiabilité du modèle numérique est relative à la qualité des mesures expérimentales des paramètres de couplage. Pour finir, les forces fluides-élastiques dépendent énormément de la géométrie des faisceaux de tubes (le diamètre, la forme et le pas du faisceau de tube). Ainsi, les paramètres du modèle doivent être à jour pour chaque nouvelle configuration de tubes. Cela implique un nombre élevé de tests expérimentaux pour les identifier tous et empêche la généralisation des modèles fluides-élastiques linéarisés.

Dans le cadre de nos travaux de recherche, on ne traite pas en détail les limites des modèles fluides-élastiques présentés précédemment, mais on s'intéresse à la faisabilité des essais hybrides en faisant appel à des techniques de contrôle actif. Cependant il est important de rappeler les imprécisions de ces modèles afin d'avoir une visibilité plus claire sur l'état de l'art à ce sujet.

2.3. Contrôle des vibrations

Cette partie s'intéresse au contrôle des vibrations. Après avoir introduit quelques notations et notions de base en automatique en section (2.3.1.), la section (2.3.2.) présentera les deux types de contrôle des vibrations passif et actif avec leurs avantages et limitations. Ensuite, on abordera les architectures du contrôle actif en section (2.3.3.) puis les principes de placement de pôle en (2.3.4.). La robustesse et la stabilité d'un système sous contrôle seront abordées en section (2.3.5.). Enfin, on présentera les différents types d'instabilité auxquels les systèmes de contrôle actif sont confrontés et comment les éviter (2.3.6.).

2.3.1. Éléments d'automatique

Cette section a pour but de définir quelques notations et notions pour des systèmes SISO (*Single-Input-Single-Output*).

Les techniques du contrôle actif sont fondées sur les principes de l'automatique où les composants à étudier sont décrits par des fonctions mathématiques dites *fonctions de transfert* reliant des paramètres d'entrée à des paramètres de sortie du système. Ces fonctions sont dépendantes de la variable de Laplace. En notant respectivement H_s et H_c les fonctions de transfert d'une structure et d'une loi de contrôle spécifiant une consigne à appliquer à partir d'une mesure et G un gain d'amplification, on représente le système complet par un schéma fonctionnel (*figure 2.6*) constitué d'une chaîne directe et d'une boucle de rétroaction.

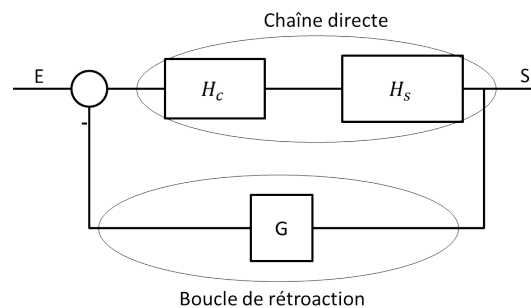


Fig.2.6 : schéma fonctionnel

On définit alors la fonction de transfert en boucle ouverte (*FTBO*) par le produit de toutes les fonctions de transfert du circuit. Elle représente une caractéristique intrinsèque du système et permet d'obtenir ses limites de stabilité ainsi que des informations utiles sur son comportement complet final [63] :

$$FTBO(s) = G H_s(s) H_c(s) \quad (2.64)$$

La fonction de transfert en boucle fermée (*FTBF*), est une relation directe entre la sortie et l'entrée du système complet. Elle est définie comme un rapport entre ces deux dernières et peut être déduite directement en fonction de la boucle ouverte et la chaîne directe. Selon la configuration de la figure 2.6 on a :

$$FTBF(s) = \frac{S}{E} = \frac{H_c(s)H_s(s)}{1+FTBO(s)} \quad (2.65)$$

On appelle pôles du système, les racines du dénominateur de la fonction de transfert en boucle fermée. Les racines de cette équation caractéristique (2.66) détiennent des informations capitales sur les performances du système bouclé.

$$1+FTBO(s)=0 \Leftrightarrow 1+G H_s(s) H_c(s)=0 \quad (2.66)$$

D'après l'équation (2.66), on remarque que les pôles dépendent de la valeur du gain G et de la fonction H_c . Les concepteurs exploitent cette propriété pour imposer la réponse du système asservi selon le cahier des charges défini. Dans le cas où H_c est fixé, on peut mettre au point le contrôleur, en ajustant le paramètre G . On fait alors souvent appel à un outil graphique nommé *root-locus* [77] (aussi appelé *lieu d'Evans*), permettant de suivre les performances du système en boucle fermée en traçant les racines de l'équation caractéristique sur un plan complexe. Cette technique peut être généralisée pour une variation de plusieurs paramètres à la fois, comme on le verra un peu plus loin. Dans d'autres cas plus complexes, on modifie plutôt la fonction H_c , créant ainsi des filtres adaptatifs. On fait appel à cette technique si le contrôle du gain G s'avère insuffisant pour atteindre les performances souhaitées. Ceci est le cas si par exemple le système H_s est amené à évoluer dans le temps (avec la température, le vieillissement etc.) ou bien quand certains de ses paramètres sont incertains [17]. Dans ce cas, le contrôleur observe continuellement ou périodiquement le système et rafraîchit son modèle interne de telle sorte qu'il s'adapte aux changements de comportement. La conséquence est que les contrôleurs adaptatifs sont presque toujours digitaux.

2.3.2. *Contrôle passif & actif*

Les vibrations sont un phénomène omniprésent dans la vie quotidienne. Son origine est dû à une excitation extérieure et se traduit par des oscillations autour d'une position d'équilibre [31]. Ces mouvements, souvent indésirables, sont une source de nuisance et d'inconfort pour les passagers et constituent un défi à surmonter pour les industries afin d'assurer une bonne tenue à la fatigue lors du fonctionnement du dispositif. Pour remédier à ces complications, les scientifiques et les ingénieurs font appel à des techniques de contrôle vibratoire pour réduire le niveau des vibrations. Les domaines d'application de ces techniques sont divers et variés : génie civil, transport, aérospatial etc. On ne pourra pas faire un descriptif exhaustif des travaux effectués dans ce domaine. Cependant, on peut classer les techniques de contrôle vibratoire en deux types : *contrôle passif* et *contrôle actif* [77].

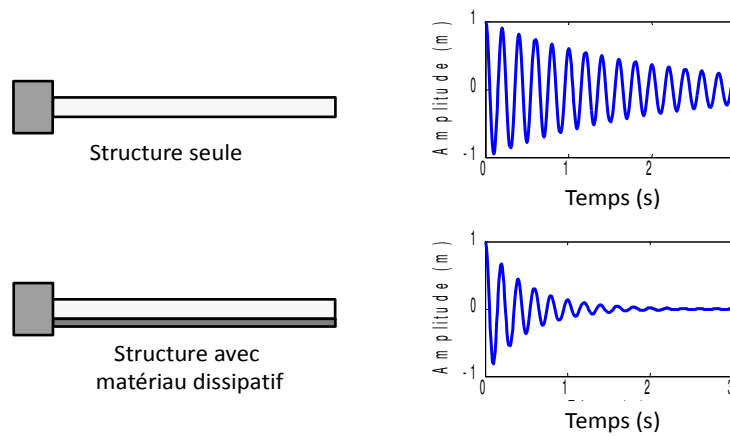


Fig.2.7 : Exemple contrôle passif

Le contrôle passif est opéré sans ajout d'énergie. D'ordinaire, cette technique est utilisée pour modifier le comportement de la structure par la mise en œuvre de mécanismes de couplage ne nécessitant pas d'apport d'énergie pour fonctionner [77]. On cite par exemple la dissipation d'énergie mécanique par effet joule, ou bien par un couplage avec un matériau viscoélastique possédant des facultés intrinsèques à dissiper l'énergie vibratoire (caoutchouc etc.). Parmi les avantages du contrôle passif, notons le fait qu'il est inconditionnellement stable. Néanmoins, il est loin d'être facile de prédire avec précision l'effet de ce type de contrôle sur la structure suite à un changement de conditions d'utilisation et du milieu environnant (température, humidité, matériau, fréquence etc). Pour que le contrôle s'adapte à ces changements et garde la dynamique désirée du système, on fait appel à la technique de contrôle actif au prix de quelques compromis qui seront cités juste après.

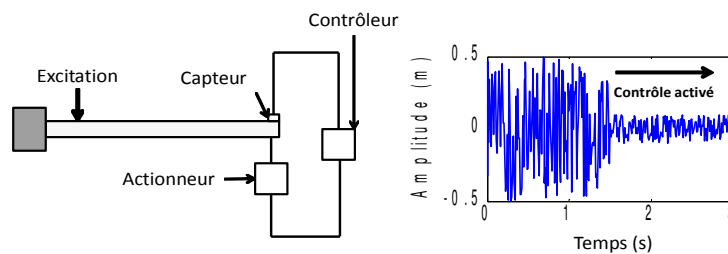


Fig.2.8 : Exemple contrôle actif

Pour le contrôle actif, contrairement au contrôle passif, la modification du comportement de la structure résulte d'une interaction avec un actionneur (électrodynamique, piézoélectrique etc) [48, 77]. Le signal de commande envoyé à ce dernier est issu d'une boucle de rétroaction constituée par un capteur qui mesure la dynamique de la structure et un contrôleur qui ajuste le signal de commande selon une loi définie par l'utilisateur. Cette technique permet d'avoir un contrôle précis des paramètres dynamiques de la structure surtout dans sa version colocalisée [22, 77] (le capteur et actionneur au même endroit). Cette stratégie est actuellement la plus fréquemment utilisée dans les applications courantes de contrôle vibratoire. Toutefois, elle compte quelques limitations : la première est la nécessité d'apporter de l'énergie pour alimenter les actionneurs, énergie d'autant plus importante que la structure est de grande taille. La deuxième est le besoin d'une caractérisation très fine de la structure et de la chaîne de contrôle notamment au niveau de la rapidité d'interaction avec

la structure et les retards de phase qui sont en liaison directe avec la stabilité du système. En outre, cette technique n'est fiable que sur une bande de fréquence généralement limitée, on est souvent amené à filtrer par exemple les modes de hautes-fréquences (*roll-off*) [22, 77] pour une meilleure robustesse face aux instabilités des modes résiduels.

2.3.3. Les architectures du contrôle actif (*Feedback & Feedforward*)

Il existe principalement deux architectures de contrôle : *Feedback* et *Feedforward* [77]. Ces deux types de schéma permettent aux systèmes de réagir automatiquement face aux variations dynamiques du milieu extérieur. Chacune d'elles requiert des capteurs pour observer les grandeurs physiques d'intérêt, et des actionneurs pour agir en conséquence sur le système. Néanmoins, les deux architectures ont des approches très différentes.

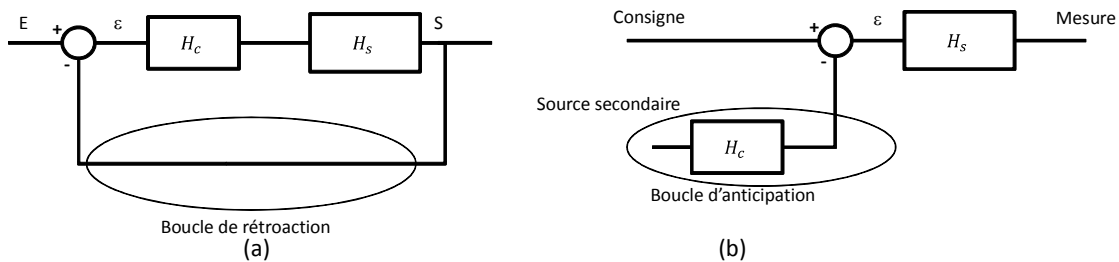


Fig.2.9 : schémas de contrôle: (a) *Feedback* (b) *Feedforward*

Le feedback (figure 2.9-a-) est une approche où la sortie S d'un système H_s est comparée à la consigne de référence E à l'aide d'une boucle de rétroaction. Le signal issu de cette comparaison, appelé erreur ε , est injecté à un contrôleur H_c qui a son tour applique la commande appropriée au système à contrôler. Le but du concepteur est alors de concevoir le contrôleur convenable pour que le système en boucle fermée suive le comportement désiré. Parmi les avantages de cette méthode on note son insensibilité aux perturbations subies par le système et sa simplicité. Le système bouclé observe les grandeurs d'intérêt, puis agit (grâce au contrôleur) sur le système H_s pour imposer le comportement souhaité. Cependant, la décision n'est prise que lorsque l'écart entre la consigne et la mesure est effectif, c'est-à-dire avec un certain retard. Si ce dernier est négligé lors de la conception du contrôleur, le système bouclé risque d'être instable. Les applications de cette approche sont nombreuses et touchent tous les domaines. On cite, à titre d'exemple, les travaux de *F.Giulietti* [40] et de *G.Campa* [16] dans le domaine aéronautique où les auteurs cherchent à contrôler la position d'un avion au sein d'une formation de vol avec d'autres homologues. La difficulté principale de cette étude réside dans le pilotage de l'engin dans un environnement fortement perturbé (turbulence générée par les autres avions par exemple). Les lois de contrôles élaborées prennent en compte la dynamique des avions aux voisinages et corrigent la trajectoire de l'avion d'intérêt en conséquence pour garder la bonne formation durant le vol.

Quant au feedforward (figure 2.9-b-), le système est piloté par le contrôleur à partir d'une ou plusieurs mesures secondaires du milieu extérieur. Durant le processus, aucune mesure n'est nécessaire sur le système lui-même. L'avantage de cette approche réside en la capacité d'anticiper

l'effet des chargements extérieurs sur le système et d'injecter la commande appropriée au bon moment. Cependant, une connaissance très précise de chaque élément de la chaîne de contrôle est nécessaire pour éviter tout comportement inattendu. En plus du choix pertinent des informations secondaires, il est primordial aussi de s'assurer de leur disponibilité et leur fiabilité, ce qui requiert une utilisation prudente de cette technique [37]. Le feedforward est de plus en plus appliqué grâce à la précision des récentes techniques d'identification des systèmes, mais reste tout de même moins répandu que le feedback. Elle est souvent utilisée dans le domaine des machines tournantes par exemple, dans sa version nommée AFC (*Adaptive Feedforward Cancellation*), où les signaux harmoniques parasites dû aux rotations sont prédictibles et peuvent être anticipés et enlevés du signal de commande à l'avance [13, 56]. D'autres travaux en acoustique utilisent une technique similaire nommée ANC (*Adaptive Noise Cancellation*). La principale difficulté rencontrée par les chercheurs acousticiens est d'extraire une mesure fiable du bruit pour pouvoir réduire les nuisances sonores [96, 99].

Dans le cadre de notre étude, c'est la technique du contrôle actif en boucle fermée (feedback) qui sera utilisée car elle offre un contrôle des paramètres intrinsèques au système suite à une mesure sa dynamique, et par conséquent, on peut reproduire la contribution modale du fluide (en fréquence et en amortissement).

2.3.4. Placement de pôle

La technique de placement de pôle consiste à modifier le comportement intrinsèque d'un système en boucle fermée pour qu'il suive les critères prescrits par le concepteur. Il existe de nombreux ouvrages [34, 37, 61, 77] dans ce domaine auxquels on peut se référer pour plus de détails.

La technique de placement de pôles, dans sa première version la plus simple, a été traitée par *Wonham* [98] dans les années 60. Cette technique a été introduite par la définition de la contrôlabilité d'un système en prouvant que ce dernier est contrôlable si et seulement si on dispose d'un moyen pour placer ses pôles arbitrairement. Depuis, de nombreuses recherches ont été menées pour montrer l'étendue des applications de cette méthode. À l'heure actuelle, les techniques de placement de pôles sont très répandues et utilisées dans de nombreux domaines. Dans la plupart des travaux, les chercheurs visent à délocaliser les pôles d'un système pour le rendre plus stable. En génie civil, *Sethi et al.* [83, 89] ont travaillé sur la suppression des vibrations dues aux séismes sur une poutre en implémentant un contrôle actif visant à placer les pôles loin de l'axe imaginaire. Ils ont réussi à imposer un amortissement maximal de 1000%. Puis la méthode a été extrapolée à une structure de 3 étages à échelle réduite en amortissant les amplitudes pour les 3 premiers modes de la structure. En aéronautique *Librescu et al.* [53, 54] ont abordé la problématique des instabilités aéro-élastiques des ailes d'avion. Les travaux de recherche avaient pour but de repousser la vitesse limite d'instabilité en mettant en place un contrôle en amortissement. D'autres travaux dans le domaine de la régulation automatique d'énergie des centrales électriques, menés par *Sanjoy et al.* [28] et *Swati et al.* [88] visaient à modifier le comportement du système de production à l'aide d'un contrôleur

PID, le but étant rendre le système rapide et stable selon le chargement extérieur.

Soit un système à n ddl dont le comportement est décrit par la représentation d'état suivante (2.67&2.68) :

$$\dot{X} = A X + B u \quad (2.67)$$

$$Y = C X + D u \quad (2.68)$$

Où A et B sont les matrices d'état et de commande du système, C et D sont les matrices d'observation et d'action directe. Les valeurs propres (ou pôles) s_i de la matrice A , définissant le comportement du système, sont déduites à travers l'équation caractéristique de celle-ci (2.69) :

$$\det(s I - A) = 0 \rightarrow P(s) = (s - s_1)(s - s_2) \dots (s - s_n) \quad (2.69)$$

Si le comportement initial du système, décrit par l'équation caractéristique, ne répond pas aux spécifications désirées, on est amené alors à apporter des modifications sur le système en ajoutant une boucle de rétroaction de telle sorte que le nouveau comportement respecte le cahier des charges.

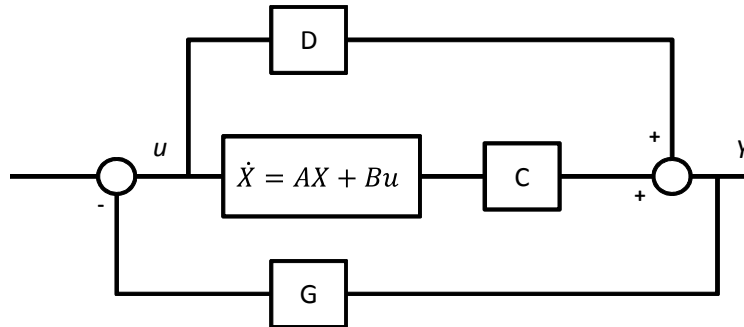


Fig.2.10 : Principe de placement de pôle

Soit maintenant le système bouclé (figure 2.10) avec un retour pondéré par une matrice de gain G (2.70). Les valeurs g_i de la matrice G peuvent être ajustées indépendamment par le concepteur. La nouvelle commande d'entrée du système est gouvernée dorénavant par le signal de retour GY :

$$u = -G Y \quad (2.70)$$

En substituant la nouvelle loi de rétroaction (2.70) et l'équation d'observation (2.68) dans l'équation d'état (2.67), le comportement du système bouclé est alors décrit par l'équation d'état suivante :

$$\dot{X} = (A - BGC) X - (BGD) u \quad (2.71)$$

La nouvelle matrice d'état A_f du système en boucle fermée dépend de la matrice de gain G .

$$A_f = A - BGC \quad (2.72)$$

Ceci a un impact direct sur l'équation caractéristique du système bouclé. En effet, la nouvelle équation est décrite par :

$$\det(sI - (A - BGC)) = 0 \rightarrow P_f(s) = (s - s_1^g)(s - s_2^g) \dots (s - s_n^g) = 0, \quad (2.73)$$

avec s_i^g les nouveaux pôles du système en boucle fermée dépendant des gains g_i . Le principe du placement de pôle est alors de trouver les gains g_i tels que les racines du polynôme caractéristique s_i^g en boucle fermée soient égales aux pôles désirés. Dans la pratique, on peut procéder par une identification des coefficients des deux polynômes (souhaité et celui de la boucle fermée) en résolvant un système d'équations dont les inconnues sont les gains g_i . Il ne faut pas perdre de vue que ceci n'est possible que si les variables d'état d'intérêt sont accessibles et contrôlables. Si les variables d'état ne sont pas mesurables pour une cause ou une autre, il existe des techniques pour les approcher par des estimateurs comme l'estimateur de Luenberger [32]. D'un autre côté, si elles ne sont pas contrôlables le problème se révélera un peu plus délicat et demandera une reconception du système.

2.3.5. Stabilité et robustesse d'un système

2.3.5.1. Stabilité

Il existe de nombreuses méthodes pour étudier la stabilité d'un système. On ne les citera pas toutes, mais on peut cependant les classer en trois catégories: les critères algébriques, comme celui de Routh ou de Hurwitz, ils suivent un algorithme simple à implémenter pour vérifier la stabilité d'un système en se basant sur la connaissance de l'équation caractéristique. La méthode de lieu de racine, qui vise à calculer les racines du système en boucle fermée et déduire selon le signe de la partie réelle si le système est stable ou non. Enfin les critères fréquentiels (Nyquist), comme celui de la marge de phase et marge de gain, qui permettent à partir de la fonction de transfert en boucle ouverte, d'étudier la stabilité du système en boucle fermée. Ces trois techniques sont largement détaillées dans ces deux ouvrages [55, 78]. Dans le cadre de nos travaux, on se focalisera sur les deux dernières méthodes. Commençons par définir un système stable.

Un système est dit asymptotiquement stable, si et seulement si, sa réponse impulsionnelle $x(t)$ tend vers 0 lorsque t tend vers l'infini :

$$\lim_{t \rightarrow +\infty} x(t) = 0 \quad (2.74)$$

Ceci revient à dire que pour n'importe quelle perturbation subie par le système, ce dernier a tendance à revenir à sa position d'équilibre.

Si on reprend le système à n ddl de la figure 2.10, décrit par les équations d'état (2.67 & 2.68), la solution générale d'un tel système s'écrit :

$$x(t) = x_0 e^{At} + \int_0^t e^{A(t-s)} B u(s) ds \quad (2.75)$$

Ainsi le comportement asymptotique de la réponse dépend des $2n$ valeurs propres s_i de la matrice d'état A . En effet, $\lim_{t \rightarrow +\infty} e^{At} = 0$ si et seulement si toutes les valeurs propres de A sont à

partie réelle strictement négative. Dans le cas contraire, la partie exponentielle réelle mènera le système en instabilité.

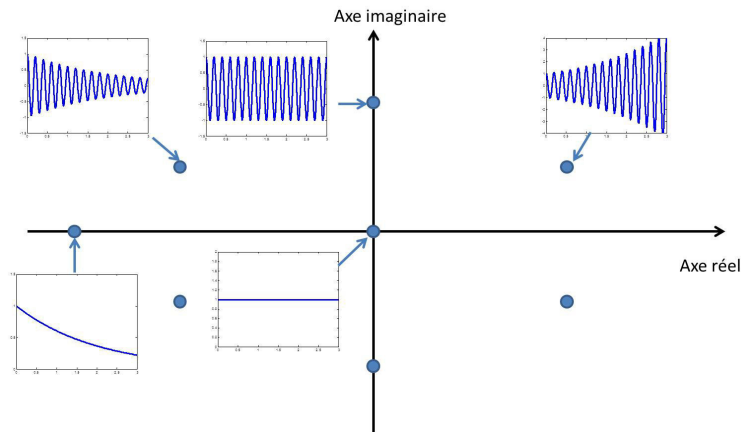


Fig.2.11 : réponse du système pour différentes positions de pôle

Dans le plan complexe, si les pôles sont situés à droite de l'axe imaginaire le système est instable (partie réelle positive), sinon le système est stable avec un amortissement de plus en plus important au fur et à mesure que les pôles s'éloignent de cet axe. La figure 2.11 résume les différentes réponses temporelles du système selon la position des pôles dans le plan complexe.

De manière analogue, pour un système SISO (*Single Input Single Output*), la stabilité du système n'est assurée que si tous les pôles de la fonction de transfert en boucle fermée (2.65) sont à partie réelle négative.

Pour les systèmes SISO, il existe une autre méthode qui découle du critère de Nyquist pour détecter les instabilités d'un système en *boucle fermée* et les quantifier à partir du système en *boucle ouverte*. Elle se base sur la définition de deux notions : marge de gain et marge de phase. Les deux marges visent à mesurer de *combien* le système est stable ou instable. Cette méthode compte deux grands avantages, le premier est qu'elle peut s'appliquer directement aux mesures fréquentielles si aucun modèle numérique fiable du système n'est valable. Le deuxième avantage est qu'elle peut être employée si un élément de la chaîne de contrôle introduit des retards de phase dans la réponse du système. Ainsi, avec ces deux notions on peut opérer directement sur les mesures expérimentales sans à avoir défini au préalable un modèle numérique comme le stipule l'approche dans le plan complexe.

Si on considère un système décrit par l'équation caractéristique (2.73), on définit alors :

- La marge de phase Φ_M , comme étant la distance de la phase de la boucle ouverte $\arg(FTBO)$ par rapport à -180° au moment où l'amplitude $|FTBO|=1$ (ou 0dB à l'échelle logarithmique).

$$\phi_M = 180^\circ + \arg(FTBO(j\omega_c)) \quad \text{avec} \quad |FTBO(j\omega_c)| = 1 \quad (2.76)$$

Où ω_c est la fréquence de coupure de l'amplitude à 1. ω_c n'est pas forcément unique.

- La marge de gain G_M , comme étant la distance de l'amplitude $|FTBO|$ par rapport à 1 lorsque la phase croise -180° .

$$G_M = \frac{1}{|FTBO(j\omega_\pi)|} \quad \text{avec} \quad \arg(FTBO(j\omega_\pi)) = -180^\circ \quad (2.77)$$

Où ω_π est la fréquence de coupure de la phase à -180° . ω_π n'est pas forcément unique.

Ainsi, le système asservi est stable si, et seulement si, à la pulsation de coupure ω_c à laquelle le diagramme d'amplitude de sa fonction de transfert en boucle ouverte franchit l'amplitude 1, la phase en boucle ouverte est encore au dessus de -180° (figure 2.12).

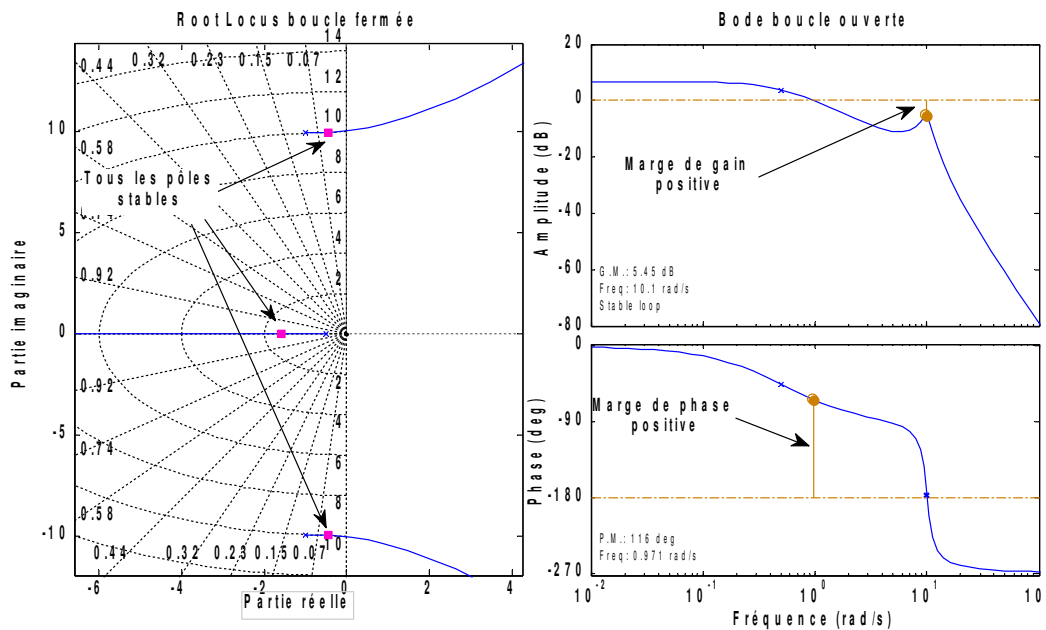


Fig.2.12 : Marges de gain et de phase positives (système stable)

2.3.5.2. Compromis Performance/Robustesse

La définition de la robustesse d'un système n'est pas universelle. Elle peut être vue de différentes manières selon le problème traité. Mais son concept de base consiste à qualifier la capacité du système à fonctionner si des variations (ou incertitudes) apparaissent sur ses paramètres nominaux. Reste-t-il stable ? Suit-il toujours la dynamique souhaitée ? Face à ces deux questions se dégagent deux types d'étude de robustesse : *robustesse en stabilité* et *robustesse en performances* [22, 74].

La robustesse en stabilité vise à vérifier si les pôles sont stables ou non après l'ajout d'une perturbation sur les paramètres intrinsèques du système. Dans le cadre de notre étude, les instabilités sont parfois volontairement provoquées, elles font partie intégrante de notre problématique comme on le verra dans la section dédiée aux instabilités fluides-élastiques.

La robustesse en performances vise à calculer l'écart entre les pôles du système sans et avec modification de ses paramètres. Le calcul de ces écarts donne une idée sur la sensibilité du système

sous contrôle par rapport aux incertitudes sur les grandeurs d'intérêt. Si on prend un système de matrice d'état A (2.67), les variations sur les paramètres dynamiques du système seront modélisées par la matrice perturbatrice E (2.78). Dans la pratique, les variations de E ne sont pas connues, on vise alors à faire varier les éléments e_i de E sur des plages ε_i et estimer l'impact de ces dernières sur les pôles du système suivant la formule (2.69).

$$\begin{aligned} \det(sI - A) &= 0 && \rightarrow \text{pôles d'origine } s_i \\ \det(sI - (A + E)) &= 0 && \rightarrow \text{pôles modifiés } s_i^e \end{aligned} \quad (2.78)$$

Dans le cas d'un système SISO, on peut traiter ces deux types de robustesse dans le plan de Nyquist. En traçant à la fois la courbe du comportement nominal et les incertitudes dans le plan complexe. Les incertitudes sont définies en général sous forme d'une limite multiplicative $l(j\omega)$ par rapport au module de la boucle fermée :

$$|\Delta FTBO| = |FTBO(j\omega)| |l_m(j\omega)| \quad (2.79)$$

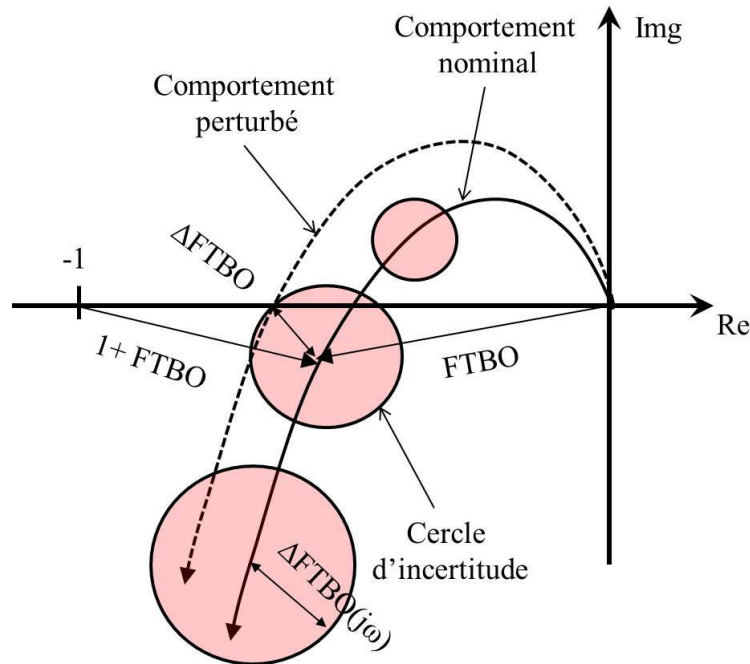


Fig.2.13 : Principe de placement de pôle

On peut qualifier alors un système performant si les rayons du cercle d'incertitude restent inférieurs à une limite $\Delta FTBO$ de performance défini par le cahier des charges. Ceci reflète la capacité du système à rester fidèle à son comportement d'origine malgré les perturbations subies.

En ce qui concerne la robustesse en stabilité, elle consiste à ce que le rayon d'incertitude $|\Delta FTBO(j\omega)|$ soit inférieur à la distance $|1 + \Delta FTBO(j\omega)|$. Ceci garantira la stabilité du système selon le critère de Nyquist (idem pour marge de phase et marge gain). Normalement, cette condition n'est jamais violée en basses fréquences où les incertitudes sont faibles et le gain de la boucle est grand. En revanche en hautes fréquences, il convient à ce que $|FTBO(j\omega)| < 1/|l(j\omega)|$.

À partir de ces critères, il se dégage un gabarit permettant de trouver un compromis entre la robustesse en stabilité et la robustesse en performance :

- Pour les basses fréquences (où généralement le système est bien maîtrisé), il est préconisé que le gain de la FTBO soit élevé pour garantir un contrôle efficace et performant.
- Pour les hautes fréquences, La FTBO doit atténuer les composantes fréquentielles des modes résiduels (*Roll-off*).

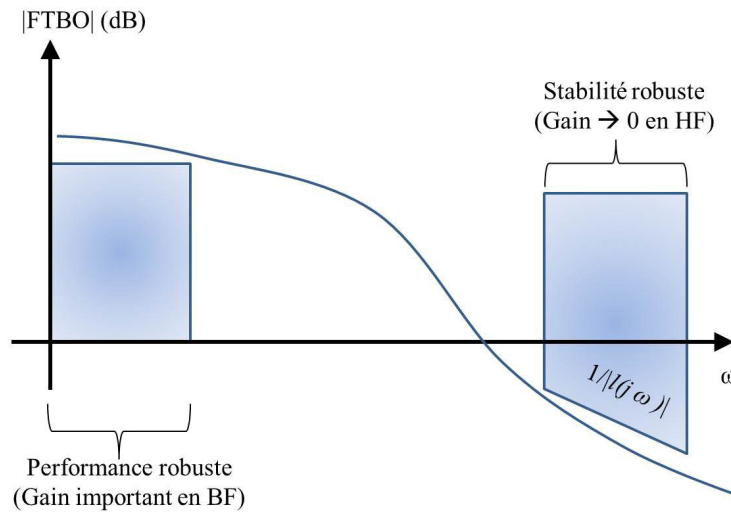


Fig.2.14 : Gabarit de conception de la FTBO

2.3.6. Les instabilités du contrôle & préconisations

2.3.6.1. Spillovers

Les structures continues réelles ont un nombre infini de degrés de liberté et leur comportement dynamique peut être décrit mathématiquement par des équations différentielles. Cependant, dans la pratique, on est amené à discrétiser et réduire le modèle d'une structure en un nombre fini de degrés de liberté pour pouvoir calculer, à l'aide des algorithmes, une solution approchée du problème. Cette approximation n'est pas sans effet sur la stabilité du contrôle. En effet, construire des lois de contrôle en se basant sur un modèle réduit peut déstabiliser les modes résiduels négligés. En effet, comme le montre la figure 2.15, si le modèle numérique de la structure ne comprenait que le premier mode, théoriquement le système resterait toujours stable, alors que l'expérience (contenant 2 modes) se révélerait instable à partir d'un certain gain. D'où l'aspect critique que peut révéler ce phénomène. Ce type d'instabilité est connu sous le nom de "*spillover*" largement détaillé dans les ouvrages [3, 21, 39].

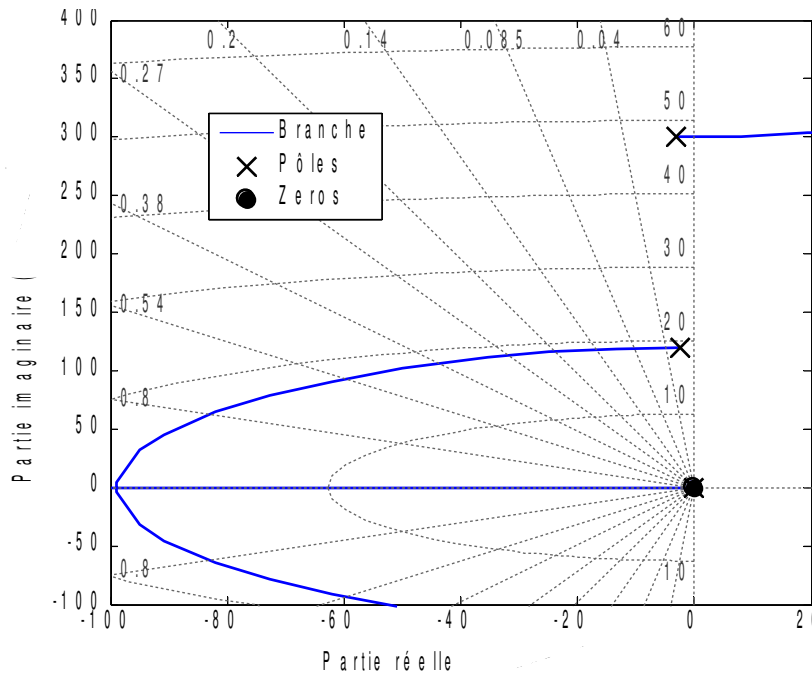


Fig.2.15 : Problème déstabilisation des modes hautes fréquences (Spillover)

Si on considère un vecteur d'état

$$X = \begin{bmatrix} X_c \\ X_r \end{bmatrix}, \quad (2.80)$$

avec X_c le vecteur contenant les variables d'état contrôlées, X_r le vecteur contenant les variables d'état résiduelles, alors l'équation d'état (2.67) complète s'écrit :

$$\dot{X} = \begin{bmatrix} A_c & 0 \\ 0 & A_r \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} B_c \\ B_r \end{bmatrix} u. \quad (2.81)$$

L'équation de sortie peut s'écrire en fonction des sorties contrôlées Y_c et résiduelles Y_r :

$$Y = \begin{bmatrix} C_c & C_r \end{bmatrix} X + \begin{bmatrix} D_c \\ D_r \end{bmatrix} u. \quad (2.82)$$

Si on inclut le vecteur d'état X_g du contrôleur G , le vecteur total X du système bouclé devient :

$$X = \begin{bmatrix} X_c \\ X_g \\ X_r \end{bmatrix}. \quad (2.83)$$

La matrice d'état du système en boucle fermée de la figure 2.10, est alors égale à

$$A_f = \begin{bmatrix} A_c + B_c D_g C_c & B_c C_g & B_c D_g C_r \\ B_g C_c & A_g & B_g C_r \\ B_r D_g C_c & B_r C_g & A_r + B_r D_g C_r \end{bmatrix}, \quad (2.84)$$

où A_g , B_g , C_g et D_g sont les matrices du système d'état du contrôleur G .

Ainsi, le spillover peut provenir alors de deux sources [21, 59] :

- Spillover de commande, induit par la matrice B_r , mettant en évidence l'excitation des modes résiduels.
- Spillover d'observation, induit par la matrice C_r , représentant la mesure des contributions des modes résiduels.

On note aussi que les pôles sous contrôle de la matrice A_f (2.84) restent inchangé si la matrice B_r ou C_r est nulle. Les valeurs propres du système restent découplées et le phénomène du spillover n'aura pas lieu. En revanche, si C_r et B_r sont non-nulles alors les valeurs propres résiduelles et connues sont couplées ce qui peut engendrer des instabilités de type spillover.

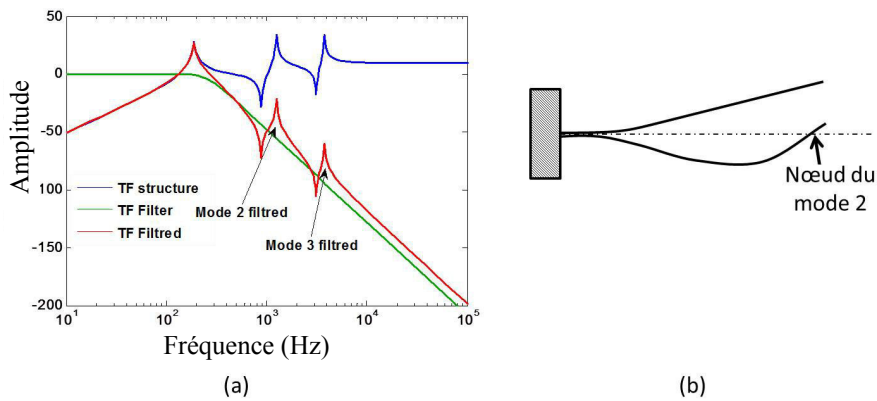


Fig.2.16 : Filtrage : (a) fréquentiel et (b) spatial

Pour éviter ce type d'instabilité, les mesures suivantes sont préconisées [1, 3]:

- La force de contrôle et la mesure sont colocalisées pour éviter les risques d'instabilité liés aux retards de phase dus à la propagation de l'onde (système à *minimum de phase*).
- Des filtres fréquentiels (*figure 2.16-a-*) sont souhaitables pour atténuer la contribution modale des modes négligés (ex : *roll-off* ou *filtres Notchs*) [77].
- Des filtres spatiaux (*figure 2.16-b-*) sont utiles pour éviter l'excitation des modes indésirables. Cela consiste à placer le capteur ou/et l'actionneur sur le nœud du mode en question.

2.3.6.2. Instabilités statiques

Les signaux parasites en basses fréquences peuvent induire une instabilité statique liée à la composante continue du bruit de fond du signal lorsque un contrôleur intégrateur est utilisé. Prenons l'exemple d'un signal constitué de deux fonctions sinusoïdales (2.85) dont une présente une pulsation très basse ($\omega_1 T \ll 1$, avec T la durée d'une simulation). En faisant un développement limité au premier ordre de la composante quasi-statique, on trouve :

$$Signal = \cos(\omega_0 t) + \alpha \cos(\omega_1 t) \approx \cos(\omega_0 t) + \alpha \quad (2.85)$$

avec α une constante réelle.

La composante du signal en basse fréquence peut être approximée, dans un premier temps, par une composante continue du signal. Après une intégration pure (2.86), le signal devient asymptotique à une droite menant à une divergence à l'infini. La figure 2.17 illustre l'instabilité statique pour un cas test ($\omega_1 = 2\pi 0,01$ rad/s et $\omega_0 = 2\pi 5$ rad/s) :

$$\int Signal dt \approx \beta \sin(\omega_0 t) + \alpha \cdot t \quad (2.86)$$

avec α et β deux constantes réelles.

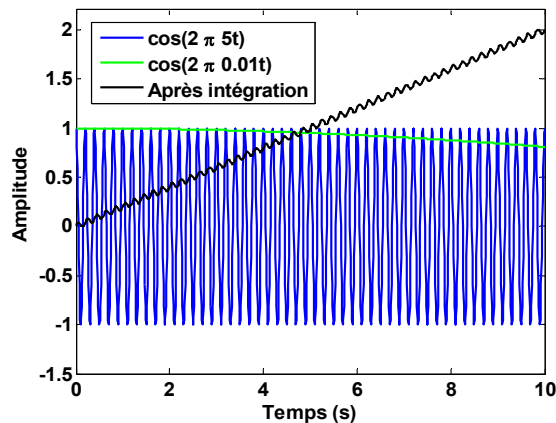


Fig.2.17 : instabilité statique

Pour éviter ce type d'instabilité, il est conseillé d'atténuer les basses fréquences du signal à travers un filtre passe-haut.

2.3.6.3. Retard de phase

Les retards de phase sont dus à un décalage temporel entre un signal d'origine (ex : l'excitation) et un signal de réponse (ex : la réponse dynamique) provenant d'un processus intermédiaire aux deux signaux. Expérimentalement, ce phénomène se manifeste par une chute progressive de la phase au fur et à mesure que la fréquence augmente apportant ainsi une distorsion du signal. Dans les cas extrêmes où le déphasage est très important, le système peut être déstabilisé même pour un contrôle colocalisé.

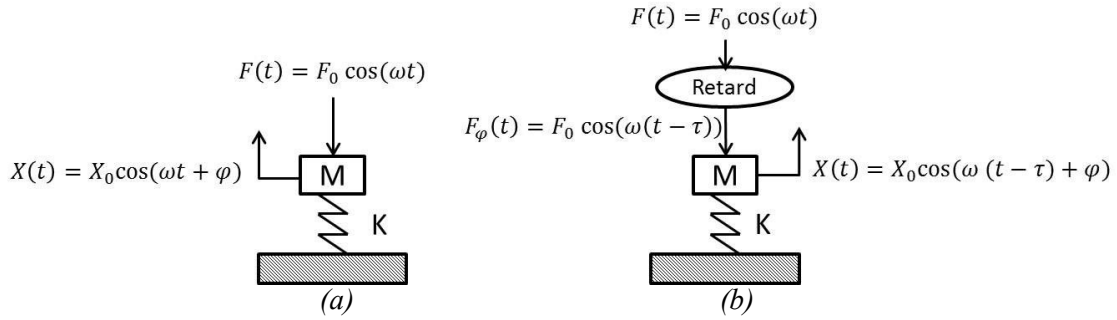


Fig.2.18 : Système 1 ddl avec et sans retard de phase

Considérant un oscillateur masse-ressort à 1ddl (figure 2.18-a-) soumis à une excitation harmonique F . La réponse de l'oscillateur en régime permanent est de la même fréquence que l'excitation, et s'écrit sous la forme :

$$X(t) = X_0 \cos(\omega t + \varphi) \quad (2.87)$$

avec X_0 l'amplitude des oscillations et φ le déphasage. Ces deux paramètres dépendent des caractéristiques intrinsèques du système et sont calculables à partir de la fonction de transfert :

$$TF = X / F = \frac{1}{s^2 + 2\zeta \omega_0 s + \omega_0^2} \quad (2.88)$$

Si un retard τ est introduit entre l'excitation d'origine F (figure 2.18-b-) et l'excitation réellement appliquée sur le système F_φ (2.89), la réponse du système est décrite par la formule (2.90). La phase est alors portée par une droite de pente négative dépendante de la fréquence.

$$F_\varphi = F_0 \cos(\omega(t - \tau)) = F_0 \cos(\omega t - \omega \tau) \quad (2.89)$$

$$X_\varphi = X_0 \cos(\omega(t - \tau) + \varphi) = X_0 \cos(\omega t + (\varphi - \omega \tau)) \quad (2.90)$$

Si l'on trace la fonction de transfert des deux systèmes avec et sans retard (figure 2.19), on note que les amplitudes sont identiques. En revanche, l'écart entre les phases augmente en fonction de la fréquence.

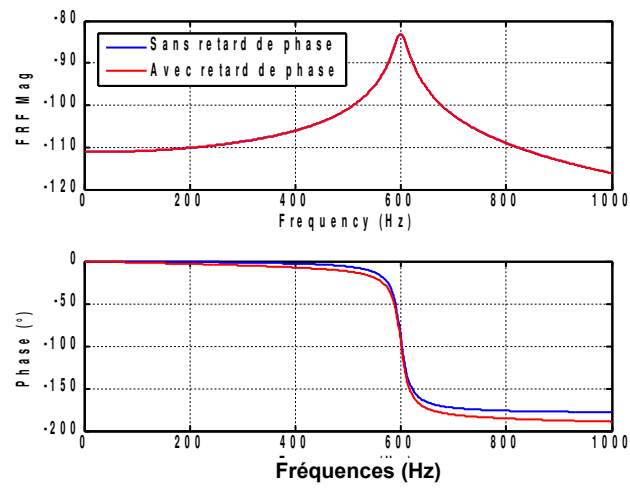


Fig.2.19 : Fonction de transfert avec et sans retard de phase

Si le retard de phase s'avère difficile à modéliser numériquement, on veillera à ce qu'il soit minimal entre le modèle numérique et la mesure expérimentale sur la plage fréquentielle d'étude.

2.4. Essais hybrides

Une expérience est une démarche scientifique réalisée dans le but de vérifier, réfuter, ou établir la validité d'une hypothèse à travers des données quantitatives. Les résultats collectés à l'issue des tests expérimentaux détiennent des informations déterminantes pour la compréhension du phénomène étudié. Ces informations sont généralement utilisées soit pour analyser et comprendre un processus réel en vue de formuler des hypothèses et des modèles le décrivant; soit pour valider une hypothèse ou un modèle déjà établi. Cependant, pour certaines études complexes, suivre une méthode purement expérimentale est très difficile voire impossible. En effet, une des limites des méthodes expérimentales réside dans l'importance des moyens techniques et financiers nécessaires à la mise en place de l'expérience. Dans ces cas de figure, on fait appel à des techniques d'essai dites *hybrides* pour substituer la ou les parties de l'expérience posant problème par un ou plusieurs modèles numériques équivalents. Le résultat global sera obtenu via un dialogue entre les deux entités par des transducteurs (capteurs/actionneurs). De cette manière, il devient possible d'exploiter à la fois la souplesse et le faible coût des simulations numériques d'une part, et la richesse de l'expérience d'autre part.

2.4.1. Principe et méthodes d'essais hybrides

Historiquement, les essais hybrides ont vu le jour suite à des difficultés rencontrées lors des expériences sur des maquettes en génie civil dans les années 60 au Japon [41]. Les structures de grande taille (comme des bâtiments ou des ponts) sont difficiles à étudier à leurs échelles réelles. Ceci est dû principalement aux limites des capacités des tables vibrantes (tables massives équipées d'actionneurs, utilisées pour reproduire une onde sismique). Dans ce cas de figure, la partie d'intérêt est reproduite expérimentalement alors que le reste de la structure ayant un comportement bien maîtrisé est modélisé numériquement (*figure 2.20*).

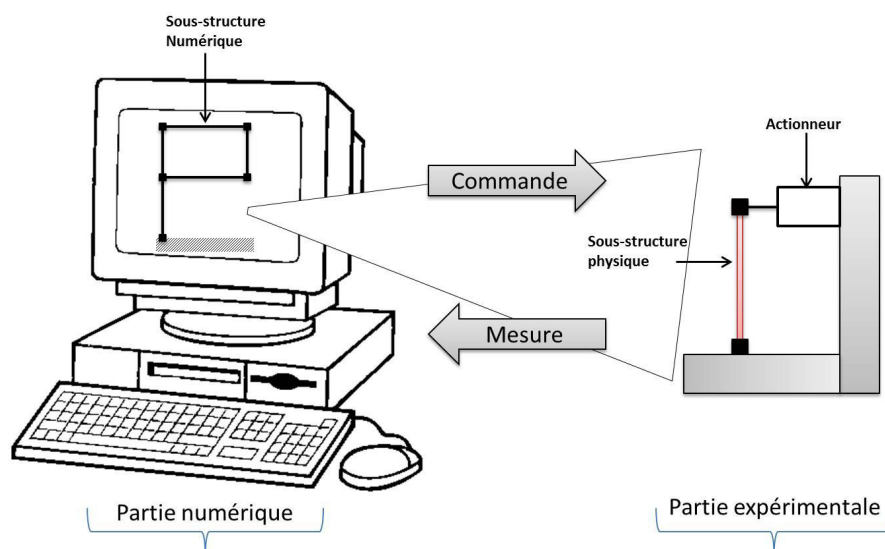


Fig.2.20 : Concept des essais hybrides

Le principe des essais hybrides consiste à scinder les éléments constituant une expérience en deux parties :

- Une partie physique expérimentale représentant le fragment de la structure à analyser. Généralement il s'agit de la partie d'intérêt.
- Une partie modèle numérique simulant la réaction du reste des composants, absents physiquement dans l'expérience.

Le défi restant serait alors d'assurer, avec des transducteurs (capteurs/actionneurs), une interaction en temps réel entre les deux unités de telle sorte que le comportement global soit identique au comportement réel de l'expérience assemblée. On peut schématiser le processus de la façon suivante : dans un premier temps une force excitatrice est appliquée sur la structure expérimentale à travers un actionneur d'excitation. Ensuite, selon la réponse mesurée par les capteurs placés sur la structure physique, un système de contrôle (un ordinateur par exemple) estime la réaction de la structure modélisée numériquement. Cet effort réactionnel est appliqué par la suite via un actionneur de contrôle sur la structure de telle sorte que son comportement corresponde à la réponse du système complet.

Les essais hybrides sont classés en deux catégories : les essais pseudo-dynamiques, et les essais dynamiques. Selon le type de phénomène à étudier et les moyens à disposition, on sera amené à utiliser une des deux approches.

2.4.1.1. Essais pseudo-dynamiques

Les essais pseudo-dynamiques sont effectués en quasi-statique. Ils ont pour but principal d'éliminer la composante inertielle et dissipative de l'expérimentation, ces effets étant pris en compte par la simulation. Cette méthode compte quelques avantages comme la réduction des efforts nécessaires à la réalisation des essais, ce qui diminue les contraintes sur les moyens matériels (amplificateurs, actionneurs etc.). De plus, le pilotage de l'expérience est également plus simple, puisqu'en simulant les effets d'inerties grâce aux actionneurs, il est possible de réaliser ces essais en temps dilaté. L'analyse d'un phénomène qui devrait durer 1 seconde pourra ainsi se faire grâce à un essai qui durera 100 ou 1000 secondes. Cependant, cette méthode ne permet pas d'intégrer les phénomènes d'amortissement ou les comportements inertiels répartis sur la structure. Pour cela, on doit faire appel à la méthode d'essai dynamique qui sera abordée dans la section suivante.

Les premiers essais pseudo-dynamiques ont été réalisés par *Takanashi et al.* [90, 91], l'idée a consisté à résoudre l'équation de mouvement discrétisé dans le temps d'un système à un ddl et calculer le chargement expérimental à appliquer sous forme de rampe à chaque pas de calcul. Ensuite, cette approche a été développée et améliorée par d'autres chercheurs [47, 58] en se focalisant sur des problématiques bien spécifiques qui peuvent être classées en trois catégories :

Phénomène de relaxation :

Le phénomène de relaxation apparaît lorsque la structure est soumise à un effort constant, ou variant très peu en fonction du temps. Ce phénomène se produit lors des phases de calcul intermédiaires, entre chaque pas de temps, où les efforts sont fixes jusqu'au calcul de la prochaine consigne. Pour des essais pseudo-dynamiques, ce délai peut être de l'ordre de plusieurs secondes. Ce phénomène se manifeste par une diminution des contraintes internes de la structure lorsqu'elle est sous une déformation constante, et fausse l'estimation des efforts réactionnels de la structure de test. Pour limiter cet effet indésirable, *Magonette* [57] a proposé d'appliquer une force continue sans interruption dans le temps en subdivisant le pas de calcul. Cette méthode a été améliorée par *Bursi et al.* [12] en mettant en place une stratégie gérant en parallèle les tâches de calcul numérique et des efforts d'interaction.

Erreurs de mesure :

Les mesures effectuées sur la structure peuvent contenir des erreurs dues aux limites fonctionnelles des capteurs. Ces erreurs sont de deux formes : les composantes constantes introduisant un décalage du signal (offset) et le bruit de mesure. Ces deux types d'erreur ont tendance à introduire de l'énergie menant le système à une instabilité. Ce problème peut être évité en utilisant des schémas d'intégration filtrant les composantes indésirables du signal [85, 86].

Délais de communication :

Les délais de la communication sont dû principalement à deux sources, la première est celle du temps mis pour envoyer le signal de commande de l'ordinateur à l'actionneur, la deuxième est celle de l'envoi de la mesure du signal expérimental vers l'ordinateur.

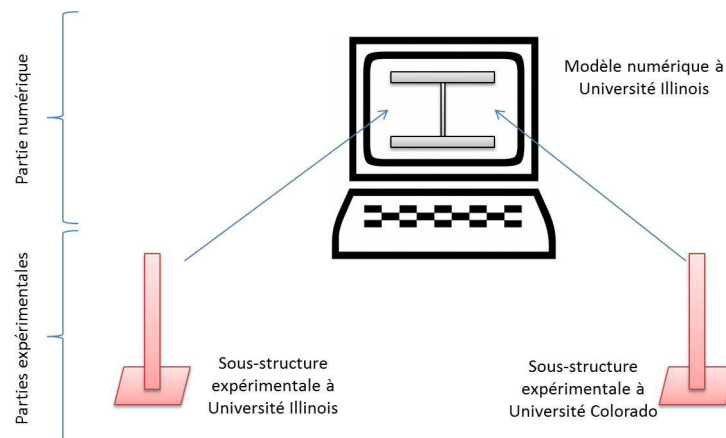


Fig.2.21 : Étude sismique d'une charpente entre Université Illinois (UI) et Université Colorado (UC)

Le délai de communication entre la structure de test et l'ordinateur peut être considéré comme négligeable dans le cas d'une expérience réalisée à petite échelle. Par contre, ceci devient vite gênant s'il s'agit d'une simulation distribuée sur des grandes maquettes utilisant des connexions internet,

comme ça été le cas pour les projets NEES (Network for Earthquake Engineering Simulation). *Pearlman et al.* [71] ont conduit des essais dans le cadre du projet NEES sur une charpente en acier dont chacune des deux colonnes se trouve dans une des deux universités américaines différentes Illionois à Champaign et Colorado à Boulder, le reste de la structure est modélisé numériquement sur un ordinateur à l'université Illionois (*figure 2.21*). L'essai a été un succès, mais beaucoup de difficultés ont été rencontrées à cause des pertes de connexion et les délais de transmission de données entre les deux sites [71, 84]. Depuis, les deux universités s'investissent dans le développement des logiciels permettant de mieux gérer la communication entre les sites et avoir un accès en temps réel aux données mesurées et transmises. C'est le cas du logiciel *SimCor* développé par université Illionois [50] et l'application *OpenFresco* pour la configuration des expériences et les liaisons entre le modèle E.F et les actionneurs [82] développés par l'université Colorado.

2.4.1.2. Essais dynamiques

Les essais dynamiques, contrairement aux essais pseudo-dynamiques, sont effectués en temps réel. Leur avantage réside dans la possibilité de prendre en compte dans l'expérimentation les efforts inertiels et de dissipations de la structure de test. Cependant, cette technique ajoute quelques difficultés aux essais pseudo-dynamiques conventionnels. On cite par exemple les limites d'utilisation des actionneurs, leurs précisions, ou encore leurs comportement non-linéaire pour générer les grands efforts. Ces difficultés peuvent être contournées, dans la majorité des cas, si une étude réfléchie de dimensionnement est établie à l'avance. Une autre difficulté incontournable dans ce domaine est la gestion des temps de retard : durant les essais hybrides dynamiques, l'ensemble des tâches relatives aux calculs numériques, l'application de la consigne et la mesure des signaux doivent se faire dans un laps de temps très court, car l'essai est effectué en temps réel, ce qui impose une réactivité élevée entre le modèle numérique et la maquette expérimentale. Les chercheurs classifient ces temps de retard en deux catégories [60]: délais des calculs numériques et les délais provenant de la chaîne de contrôle (filtres, actionneurs etc.).

Délais de calcul numérique :

Les temps de retards attribués aux calculs numériques sont inévitables, et peuvent varier selon la complexité et le nombre de ddl du modèle. Pour remédier à ce type de retard, des techniques de réduction modale afin d'alléger le modèle sont utilisées pour accélérer les calculs, puis grâce à la théorie de superposition modale on peut estimer les valeurs physiques [26]. D'autre chercheurs comme *Nakashima et Masaoka* [65], ont proposé une méthode originale qui sépare le processus des calculs numériques du processus de gestion des commandes à envoyer à l'actionneur. Deux modèles ont été étudiés, de 10 ddls et de 12 ddls. L'idée était d'assurer une commande en continu aux actionneurs pendant que les calculs numériques sont encours d'élaboration. Dans ce cas d'étude, le calcul de la prochaine consigne s'effectuait toutes les 10ms, alors que la commande est actualisée toutes les 1ms par une extrapolation ou interpolation via un polynôme d'ordre 3. Durant la phase de calcul numérique, la commande est extrapolée à partir des deux dernières estimations, ensuite elle est interpolée une fois la consigne est délivrée par le calculateur. L'interpolation permet ainsi de

corriger la trajectoire de la commande vers la bonne valeur (*figure 2.22*).

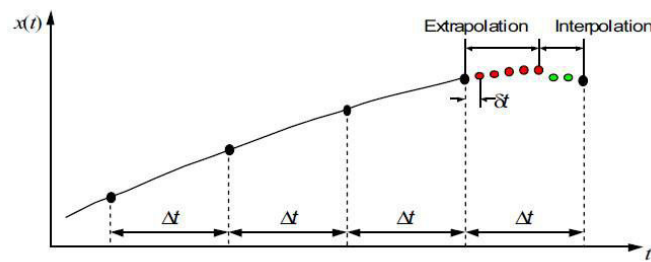


Fig.2.22 : Principe d'extrapolation et d'interpolation [60]

Dynamique de la chaîne de contrôle:

Les temps de retard attribués aux matériels utilisés, comme les actionneurs ou les filtres des conditionneurs, sont de plus en plus maîtrisés de nos jours. La meilleure façon pour limiter leurs impacts sur la fiabilité de l'expérience, est de les caractériser avec précision. *Horiuchi et al.* [41] et *Darby et al.* [25] ont opté pour l'utilisation des actionneurs hydrauliques qui se distinguent principalement par deux qualités par rapport aux autres actionneurs électromagnétiques conventionnels, à savoir, une puissance et une précision accrue. La précision du déplacement à imposer constitue un point crucial et sensible dans le domaine du génie civil. En effet, une erreur aussi minime soit elle sur le déplacement peut engendrer des écarts non négligeables sur l'estimation des efforts de rappel, et en particulier pour les structures raides. Cependant, ce type de moteur introduit un temps de retard important. *Horiuchi* [45] a montré que ce retard peut causer une augmentation de l'énergie totale, qui peut être assimilée par un ajout d'amortissement négatif. Au moment où cet amortissement est plus grand que l'amortissement structural, l'expérience devient instable. Pour que les qualités des actionneurs hydrauliques citées soient pleinement exploitées, il a finement caractérisé les délais de retard afin de pouvoir les compenser à travers la commande de contrôle.

2.4.2. Application au cas du couplage fluide-élastique

L'objectif à long terme des travaux de recherche abordés dans cette thèse est double. Le premier vise à étudier l'usure par chocs des tubes de générateur de vapeur avec les plaques entretoises et les barres anti-vibratoires. Ceci permet de prédire la durée de vie de la structure et de comprendre sa tenue par rapport à la fatigue. Le deuxième but vise à comprendre le phénomène complexe non-linéaire entre l'évolution des efforts fluides-élastiques exercés sur le tube et les chocs.

Face aux difficultés contraignantes incluant les écoulements fluidiques dans l'expérimentation, effectuer des essais hybrides s'avère très judicieux. À partir du moment où un modèle de fluide-élastique est établi, il est possible de contourner les difficultés associées à la mise en place d'une expérience incluant le fluide et les matériels annexes (*figure 2.23*).

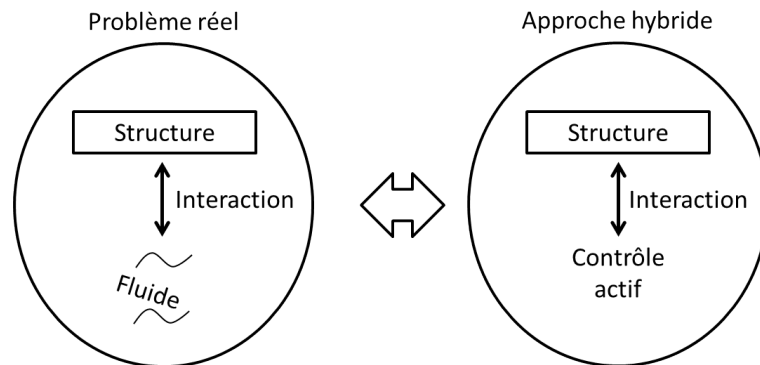


Fig.2.23 : Principe essais hybrides F-E & contrôle actif

Cette approche permet de se focaliser sur la synergie entre les chocs et les forces fluidiques sur la dynamique du tube. Dans le cadre de nos recherches, les techniques de contrôle actif sont jugées avantageuses et correspondent bien aux objectifs fixés. Elles permettent de reproduire la contribution du fluide sur la dynamique de la structure, et plus précisément la dépendance des efforts d'interactions avec la dynamique du tube. Ces techniques nécessitent des moyens d'essais classiques et un budget beaucoup moins importants que pour des essais en présence de fluide. Bien évidemment cette méthode compte quelques limitations qui seront abordées plus en détails dans la section suivante.

3. Définition du démonstrateur

Ce chapitre présentera dans un premier temps dans la section (3.1.), la maquette DIVA du CEA sur laquelle de nombreux travaux sur le comportement des tubes générateurs vapeurs sous écoulements fluides ont été effectués. À partir des obstacles rencontrés lors des tests sur cette maquette, un nouveau cahier des charges portant sur la dynamique de la structure de test sera établie en section (3.2.). Après avoir dimensionné la structure et choisi les solutions techniques de son assemblage, on veillera, en section (3.3.), à valider la conception par une corrélation calcul/essai du comportement modal des deux modèles numérique et expérimental. Deux critères sont utilisés en gage de validation à savoir : le MAC et l'erreur en fréquence. Enfin, selon la réponse modale de la structure flexible, l'emplacement des capteurs et des actionneurs pour le contrôle actif des vibrations fera l'objet de la section (3.4.).

3.1. Objectifs du démonstrateur et hypothèses de conception

Dans le cadre d'une collaboration tri-partite, les trois entreprises CEA-EDF-AREVA travaillent ensemble sur les problématiques liées aux écoulements de fluide (mono et diphasique) dans un générateur de vapeur. Un aspect de ces travaux concerne la modélisation des instabilités fluides-élastiques. Le CEA a pris l'initiative de concevoir un démonstrateur élémentaire (*figure 3.1*) "DIVA" [76] composé de trois rangées de cinq tubes tous rigides sauf le tube central. L'ensemble est soumis à un écoulement transverse dans une enceinte fermée.

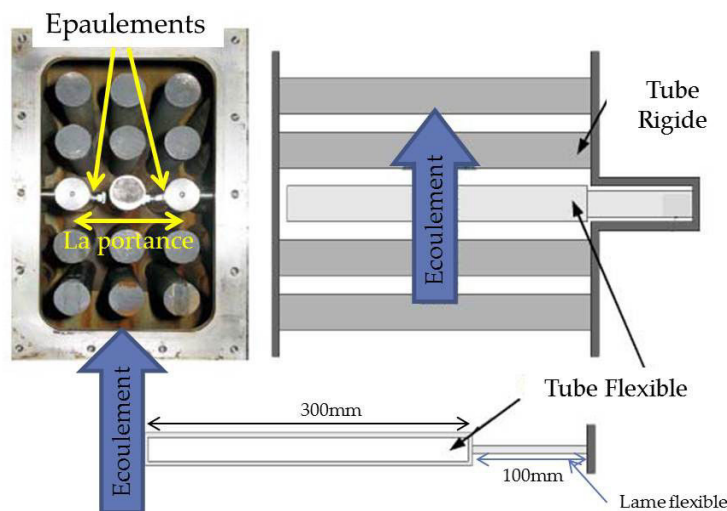


Fig.3.1 : Maquette DIVA (CEA Saclay)

Vu la modélisation monomodale des efforts fluides-élastiques, la partie flexible de la maquette a été conçue pour être assimilable à un oscillateur à 1ddl. Cet oscillateur est constitué de deux parties :

- Un tube, de longueur 300mm et de diamètre 30mm, pour reproduire aussi fidèlement que possible les efforts d'interaction fluide-structure sur les tubes de générateur de vapeur,

- Une lame, un support flexible de section rectangulaire 4x25mm favorisant la flexion dans une seule direction, la direction de portance.

Cette dernière est soudée, d'une part, au bâti, et d'autre part, au tube. L'ensemble flexible (tube + lame) est modélisé par une poutre encastrée libre.

Dans un premier temps, le CEA s'est intéressé à la mesure des coefficients de couplage pour différentes vitesses d'écoulement, y compris en post-stabilité [14]. Puis une étude non-linéaire introduisant des butées à jeu placées à mi-hauteur du tube (*figure 3.1*) a été réalisée pour prédire le comportement du système couplé (tube + fluide-élastique) en présence des chocs.

Lors des essais, l'épaisseur faible du tube (0,5mm) a présenté deux inconvénients face aux butées: le premier est lié à l'excitation des modes d'ovalisation, et le deuxième concerne la déformation plastique du tube au droit des butées suite à la puissance des impacts. En outre, le soudage au niveau de l'encastrement entre la lame et le tube présentent généralement un comportement non-linéaire difficile à prédire surtout vis-à-vis des chocs. Ces complications ont engendré des écarts entre les estimations numériques et les mesures expérimentales surtout pour des vitesses d'écoulement élevées [76].

3.2. Conception et réalisation de la maquette

Afin d'éviter les complications rencontrées sur la maquette DIVA, une nouvelle structure de test similaire a été conçue avec des améliorations au niveau des dimensions et du montage de la structure. Cette nouvelle maquette n'est constituée que par la partie flexible de la maquette DIVA à savoir du tube et de la lame. En effet, le contrôle actif prendra en compte les interactions entre les tubes à travers les coefficients de couplage mesurées par le CEA comme il sera abordé un peu plus loin.

3.2.1. Dimensionnement de la structure flexible

Par structure flexible, on fait référence à l'ensemble constitué par le tube et la portion non encastrée de la lame (*figure 3.2*). Les deux composants sont modélisés en acier : de module de Young $2,1.10^{11}$ Pa, de masse volumique 7800kg/m^3 et de coefficient de poisson 0,3. Un des deux côtés de la lame est encastré, l'autre est solidaire à la base du tube (*figure 3.2*). Sa fonction principale est de favoriser la flexion selon la direction de portance "y", la direction de l'apparition des instabilités fluides-élastiques. La structure entière est modélisée par un modèle coque et maillée par des éléments triangulaires avec une interpolation quadratique entre les nœuds. Cette modélisation est à la fois légère (par rapport aux modèles volumiques 3D) et précise (par rapport aux modèles poutres). Au total, le modèle numérique compte environ 13800 ddl.

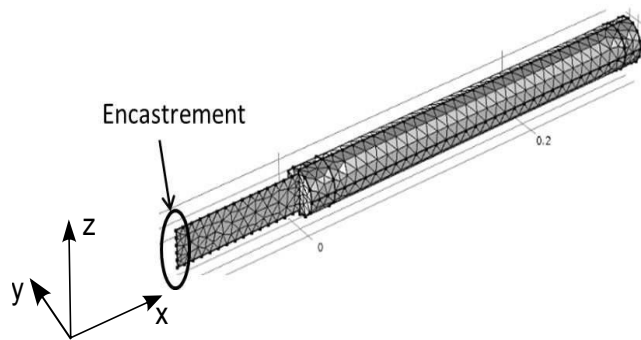


Fig.3.2 : Modèle E-F du tube et lame

Les conditions aux limites du modèle sont assimilées à celles d'une structure encastree-libre. Le tube est libre à son extrémité, alors que les ddls situés sur la base de la lame sont tous bloqués pour simuler un encastrement parfait (*figure 3.2*). En pratique, pour modéliser les défauts de l'encastrement, on ajoute une raideur à l'encastrement. Cependant, les mesures des niveaux de vibration présentées un peu plus loin (*figure 3.9*), ont montré que la solution technique retenue permet de considérer la liaison comme rigide dans la plage fréquentielle d'étude.

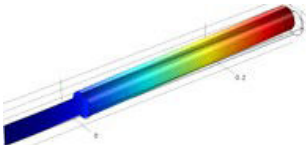
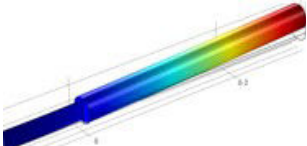
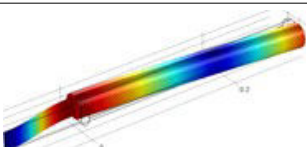
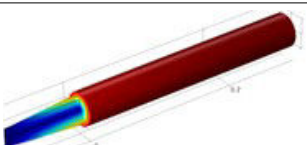
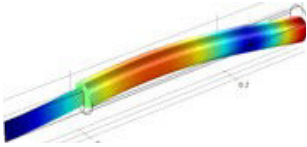
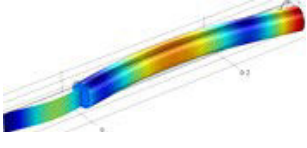
Les dimensions du tube et de la lame ont constitué des paramètres de conception essentiels. Elles ont été ajustées en respectant 4 critères portant sur la dynamique du système afin de faciliter les essais et la mise en place ultérieure du contrôle actif:

- Les modes d'ovalisation : Les impacts sur le tube sont susceptibles d'exciter les modes d'ovalisation, et peuvent rendre difficile une estimation correcte des efforts d'impact. Selon nos simulations, pour un tube de longueur 300mm et de diamètre 30mm, une épaisseur de 0,5mm place les premiers modes d'ovalisation (2,1) aux alentours de 1500Hz. Cette fréquence est relativement basse. Pour éviter de telle déformation, le tube a été rigidifié en ajustant l'épaisseur à 2,5mm et placer les fréquences d'ovalisation hors plage d'étude (les premières fréquences d'ovalisation sont supérieures à 4KHz).
- Les basses fréquences modales : afin de pouvoir mesurer avec précision la réponse fréquentielle (amplitude et phase) du système avec les capteurs à notre disposition, on a veillé à ce que la fréquence du premier mode sensible aux interactions fluides-élastiques soit dans la gamme fréquentielle mesurable par les capteurs. Dans la pratique, cet objectif a été atteint en ajustant l'épaisseur de la lame pour rendre la structure plus rigide et remonter suffisamment la fréquence du mode fondamental (le mode concerné par les efforts fluides-élastiques). Ainsi, même avec l'effet de la masse ajoutée, la fréquence du système couplé est au-delà de la limite inférieure mesurable par les capteurs accéléromètres. Dans le cas des dimensions du tube présentées juste avant, une épaisseur de 4 mm de la lame place le premier mode en air aux alentours de 10Hz. Si, en plus, on prend en compte l'effet du couplage fluide-élastique, cette fréquence aura tendance à diminuer aux alentours de 5Hz. À ces fréquences les capteurs accéléromètres à notre disposition sont imprécis. En

conséquence, l'épaisseur de la lame a été fixée à 5mm pour placer le premier mode aux environs de 20Hz en air.

- La densité modale des modes de portance : le troisième aspect important pris en compte pour établir un contrôle actif précis, est l'espacement entre les modes. En effet, distinguer les modes facilite à la fois le filtrage modal et le ciblage des modes à contrôler. Pour des longueurs de lame très élevées, les premiers modes de flexion ont tendance à se concentrer sur une bande fréquentielle étroite. Alors que pour des longueurs de lame très faibles, il sera nécessaire d'appliquer des efforts très élevés pour exciter la structure. Pour notre structure de test, 100mm de longueur s'est révélé un bon compromis entre l'espacement des modes et les efforts d'excitation.
- La densité modale des modes de traînée: Cet aspect vise à écarter le premier mode de flexion dans la direction y du mode de flexion dans la direction z . Le principal paramètre affectant ce critère est la largeur de la lame. 25 mm de largeur ont permis d'écarter les deux modes de flexion d'environ 80Hz.

Le tableau (*Tab.3.1*), récapitule les déformées modales et les fréquences modales associées. On note bien que les modes 2 et 3 de fréquence 103Hz et 305Hz respectivement sont bien éloignés du mode fondamental à 21,4Hz sur lequel le contrôle actif sera exercé. Ceci facilite le ciblage du mode à contrôler.

<i>Fréquences propres (Hz)</i>	<i>Déformée</i>	<i>Descriptif</i>
21,4		Flexion dans la direction y (portance)
103		Flexion dans la direction z (trainée)
305		Flexion avec un nœud dans la direction y
426		Rotation autour de l'axe x
774		Flexion avec un nœud dans la direction z
1300		Flexion avec deux nœuds dans la direction y

Tab.3.1: Déformées et fréquences modales

Les figures 3.3 & 3.4, présentent en détail les dessins techniques du tube et de la lame. Cette dernière est de section 5x25mm² et de longueur totale de 235mm dont 135mm seront encastres pour avoir une emprise solide sur la structure et seul 100mm de la lame seront flexibles. Pour faciliter la liaison entre la lame et le tube, une base adaptée au diamètre intérieur du tube est usinée solidaire à la lame sans soudage. En outre, un taraudage type M5 est réalisé sur la lame à mi-largeur et à 15mm de la base afin d'avoir une prise pour l'actionneur d'excitation (*figure 3.3*). Le tube en acier, de longueur 300mm et de diamètre 30mm, est lié à la lame d'un côté et libre de l'autre. Sur l'extrémité libre du tube vient s'insérer un "*bouchant*", une pièce dont l'objectif est à la fois d'enfermer le tube et d'avoir une prise, via des taraudages, pour l'actionneur de contrôle. L'ensemble : lame, tube et bouchon, est assemblé en suivant les normes de serrage industriel [20], fortifié par une colle d'époxy résistante spécialement adaptée aux assemblages de pièces métalliques.

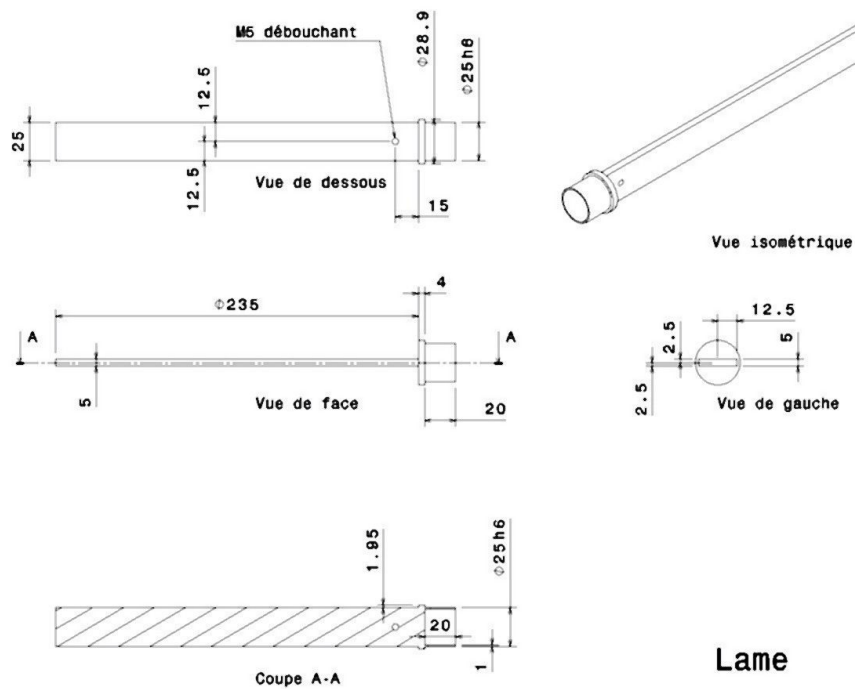


Fig.3.3 : Dessin technique de la lame

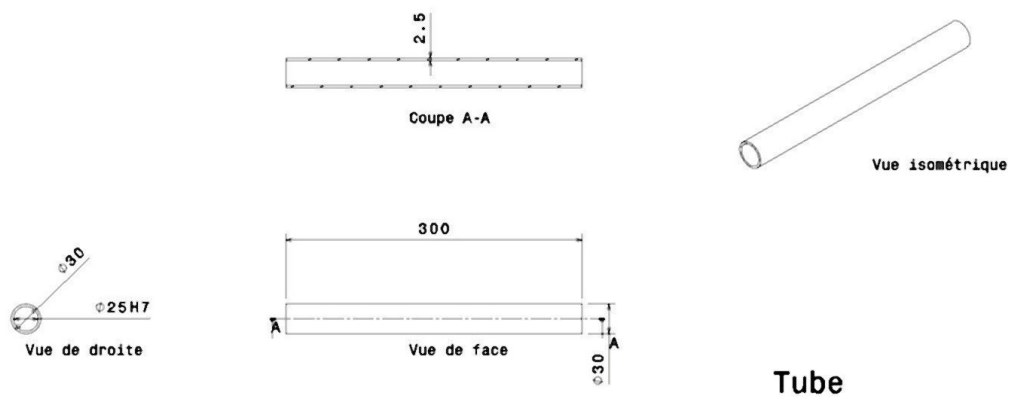


Fig.3.4 : Dessin technique du tube

3.2.2. Dimensionnement de l'encastrement

Le bloc d'encastrement est composé de deux pièces d'acier massif d'épaisseur 30mm et 70mm respectivement qui viennent se serrer en étau sur la lame via 8 vis M10 sur deux niveaux (figure 3.5). Ensuite, l'ensemble est serré sur le banc d'essai grâce à 4 vis M12 réparties sur les 4 coins du bloc d'encastrement. Un matériau conformable (des platines en cuivre) est introduit entre le bloc d'encastrement et la surface du banc d'essai. Ce matériau, doté d'une faible tension superficielle, permet de réduire au minimum l'effet négatif de la résistance de contact générée par les bosses et les

creux microscopiques des deux surfaces. Un guidage de 140mm de longueur a été usiné sur une des deux pièces de l'encastrement afin d'avoir une emprise solide sur la lame. Les dessins techniques de la figure 3.5 donnent plus de détails sur les dimensions de l'encastrement.

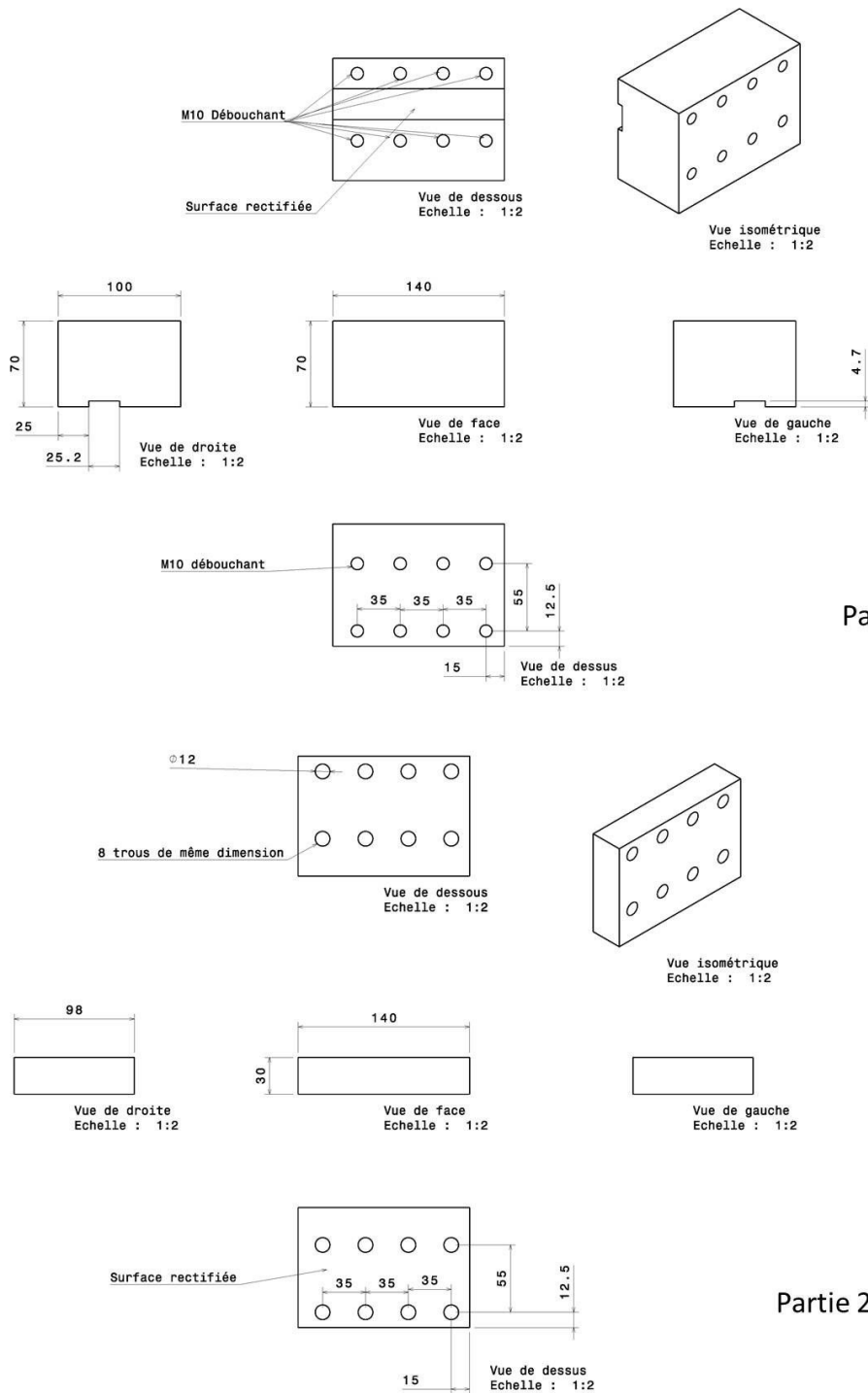


Fig.3.5 : Bloc encastrement

3.3. Validation de la conception

3.3.1. Comportement modal – corrélation calculs/essais

Après avoir construit un modèle E-F pour la structure, il convient de s'assurer que la dynamique du modèle numérique coïncide bien avec celle du modèle expérimental. Cette étape essentielle, permet de vérifier la qualité du modèle numérique et de valider les hypothèses de modélisation. L'état de l'art actuel des techniques de validation du comportement d'une structure est riche, mais leurs fondements se basent sur la même procédure qui vise à effectuer une identification modale expérimentale qu'on compare aux analyses modales numériques à travers différents outils mathématiques [4]. La comparaison des deux données essais/calculs, nécessite avant tout d'établir une correspondance géométrique entre le maillage expérimental des capteurs de mesure et le maillage numérique (via les matrices d'observation et de commande *section (2.1.4.)*).

La figure 3.6 résume le maillage expérimental des 12 capteurs accéléromètres uni-axiaux de type b&k 8574 qui sont tous fixés à l'aide d'une résine (cire d'abeille) sur la structure : 6 de ces capteurs sont orientés vers l'axe y et les 6 autres vers l'axe z .

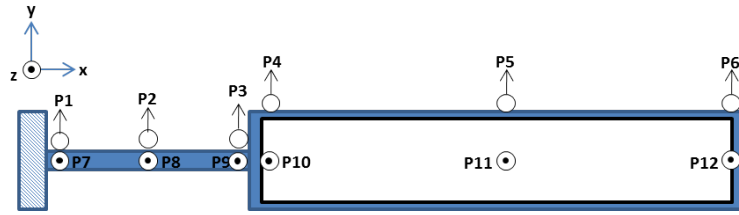


Fig.3.6 : Emplacement des capteurs

Il existe différentes manières pour comparer quantitativement deux modèles : la comparaison des déformées modales, la superposition des réponses fréquentielles du système, ou encore, les erreurs en lois de comportement. Tous ces indicateurs, reflètent le niveau de corrélation entre les deux modèles expérimental et numérique. Dans le cas de cette étude, deux outils mathématiques ont été utilisés pour comparer les deux modèles, le "*Modal Assurance Criterion*" [6] communément appelé le MAC (3.1) et l'erreur relative sur les fréquences propres de modes appariés (3.2).

Le MAC est un critère qui vise à comparer les déformées modales des deux structures numérique et expérimentale. Il est égal à 100% si les deux déformées sont identiques, 0% si les deux déformées sont orthogonales entre elles (i.e indépendantes). Généralement, une corrélation inférieure à 70% est considérée comme pauvre, ce qui implique une revue du modèle numérique pour améliorer la qualité de ce dernier [4]. Il existe différentes variantes du MAC, la plus utilisée est :

$$MAC_{ij} = \frac{|\varphi_i^n \cdot \varphi_j^e|^2}{\|\varphi_i^n\|^2 \cdot \|\varphi_j^e\|^2} \quad (3.1)$$

Avec φ_i^n et φ_j^e sont la $i^{\text{ème}}$ déformée modale numérique et la $j^{\text{ème}}$ déformée modale expérimentale respectivement.

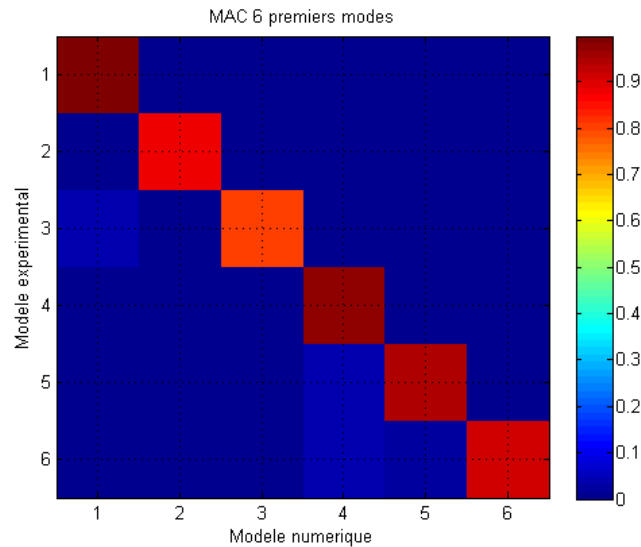


Fig.3.7 : MAC ($\min \approx 85\%$)

Après acquisition des mesures et un léger recalage du modèle au niveau de l'épaisseur de la lame et l'épaisseur du tube modélisant le bouchon, on obtient au minimum un MAC entre les deux modèles de 85%. Ces niveaux de corrélation entre les deux modèles confirment la bonne modélisation de l'encastrement (supposé parfait) et constituent un bon départ pour les études non-linéaires ultérieures.

La comparaison des fréquences modales s'est effectuée d'une manière classique en utilisant la notion des erreurs relatives :

$$E = \frac{|f_{ex} - f_{num}|}{f_{ex}} \quad (3.2)$$

Le tableau (Tab.3.2) ci-dessous résume les résultats obtenus. Globalement on constate une bonne corrélation entre les deux modèles, ainsi aucun recalage n'a été nécessaire dans le cadre de cette étude.

Modes	Fréquence propre du modèle numérique (Hz)	Fréquence propre du modèle expérimental (Hz)	Erreur relative (%)
1	21,4	21,5	0,47%
2	103	100	3,00%
3	305	304	0,33%
4	426	407	4,67%
5	774	798	3,01%
6	1300	1230	5,69%
		Moyenne	3,34%

Tab.3.2: Erreurs relatives entre les fréquences modales

3.3.2. Qualité de l'encastrement

Dans le cas d'un encastrement idéal, les vibrations sur le bâti ne doivent pas exister. Cependant, dans la réalité, ces vibrations existent toujours. Par conséquent il n'est plus question de les éliminer complètement mais de les réduire le plus possible. Ceci a été réalisé dans notre cas suite à de nombreux ajustements manuels, liés à la fois au serrage des deux blocs métalliques constituant le bâti et le serrage entre le bâti et le banc d'essai.

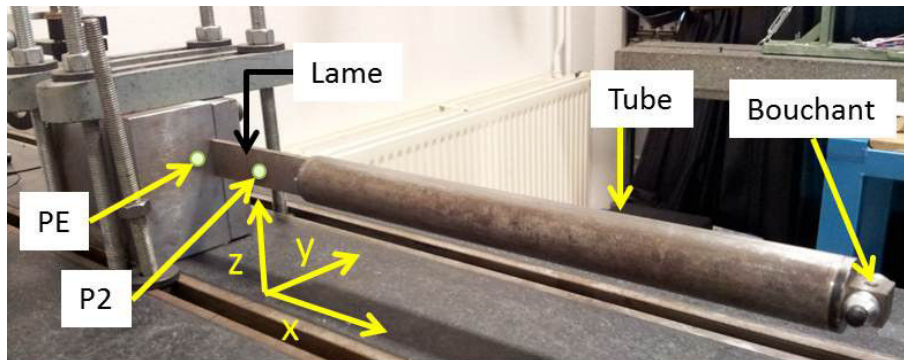


Fig.3.8 : Structure de test (seule)

Afin d'assurer un encastrement le plus raide possible, une série de mesures des niveaux de vibration est effectuée entre deux capteurs : le premier nommé "PE", situé sur le bâti à l'endroit de l'encastrement de la lame et le deuxième nommé "P2" placé à mi-longueur de la lame et orienté vers l'axe "y" (figure 3.8). La figure 3.9 présente les niveaux de vibrations mesurés à l'issue du montage final de la structure et suite à de nombreux ajustements manuels. On constate que les niveaux de vibrations sur toute la plage de mesure fréquentielle restent faibles, surtout en dessous 750Hz. Au delà de cette valeur, l'amplitude des vibrations augmente sensiblement mais demeure tout de même faible par rapport aux amplitudes de vibration des autres points de la structure (un rapport de moins de 40dB pour les 3 modes de flexion).

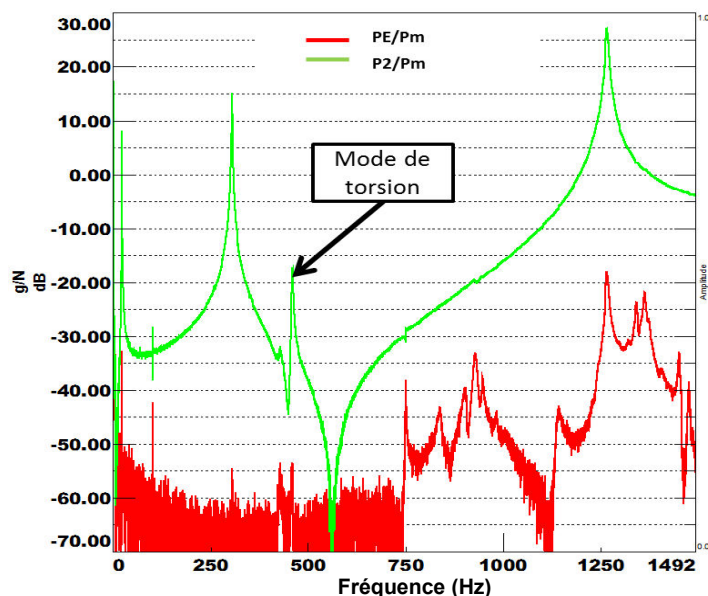


Fig.3.9 : Niveau vibratoire (l'encastrement)

Cette augmentation peut être expliquée, en partie, par l'état de surface imparfait entre l'étau et la lame ainsi que la qualité du serrage entre ces deux derniers. Dans le cadre de notre étude, on s'intéresse principalement aux basses fréquences (au voisinage du premier mode), par conséquent on considérera que le modèle d'un encastrement parfait est valide vers cette plage fréquentielle.

3.4. La maquette assemblée et placement de transducteur pour le contrôle

Le démonstrateur est constitué principalement de 4 parties : le bloc d'encastrement, une lame de flexion, un tube et deux butées de chocs placées à mi-hauteur de part et d'autre du tube. L'ensemble de ces composants est fixé sur un banc d'essai massif. Les butées sont des têtes d'impédance de marteaux de choc montées sur des cellules de forces (b&k 8100), le tout est fixé sur un support métallique vissé sur le banc. Les deux embouts d'impédance sont facilement démontables (via une vis) pour un éventuel changement du type de butée (élastomère/métal). La figure 3.10 présente la structure réelle montée. Les capteurs utilisés sont tous de type accélérométrique, quant aux excitateurs sont de type électromagnétique.

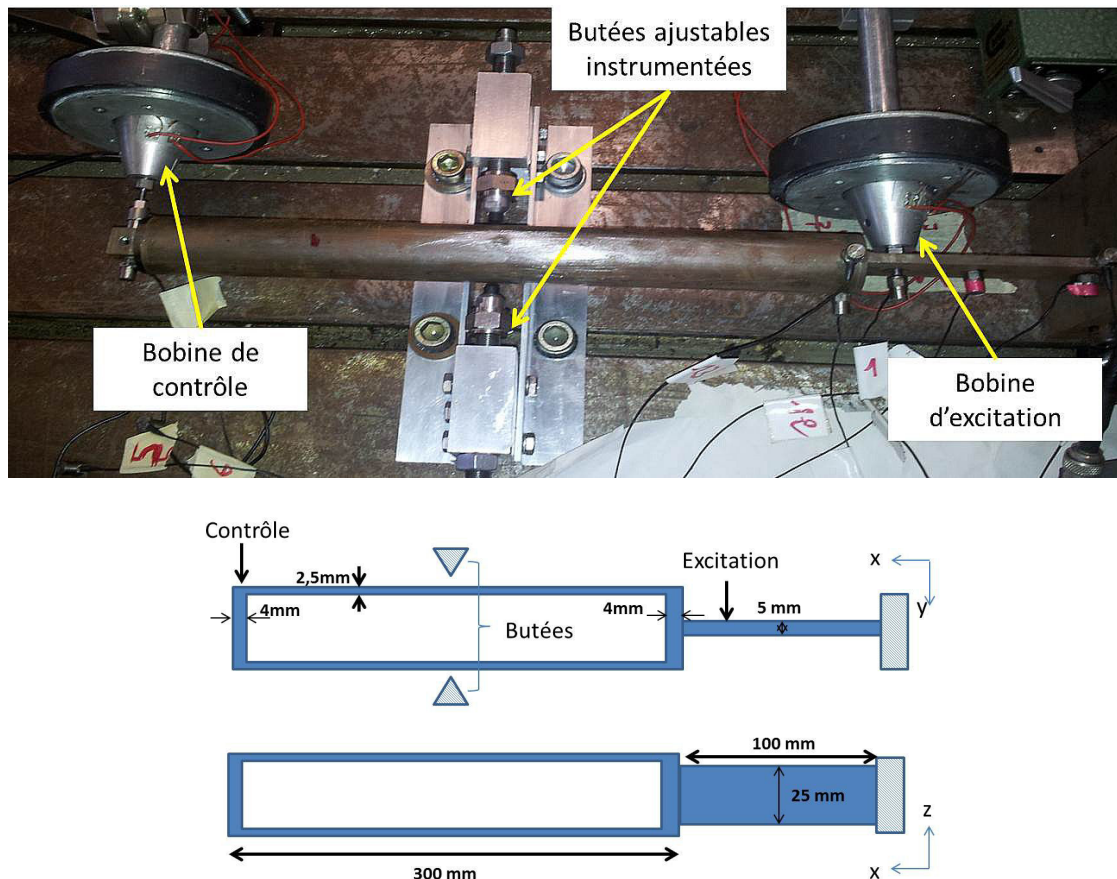


Fig.3.10 : Structure de test (avec butées)

Si on analyse la déformée modale du mode 1 (*Tab.3.1*), le tube joue le rôle d'un corps indéformable monté sur une lame ayant un comportement souple potentiellement dans la direction de portance. Pour cette raison, l'excitation a été appliquée au niveau de la lame et non sur le tube.

En ce qui concerne la chaîne de contrôle, le capteur et l'actionneur associés sont placés sur l'extrémité libre du tube, car d'une part, la structure est moins raide à ce niveau et la bobine d'excitation ne nécessite pas une grande puissance pour contrôler la structure, et d'autre part, la qualité du signal de mesure par rapport au bruit de fond est optimale sur l'extrémité libre permettant ainsi un contrôle aussi fidèle que possible aux estimations numériques. Le caractère colocalisé du couple actionneur/capteur permet de réduire les effets indésirables du *spillover* (2.3.6.).

Maintenant que nous avons conçu la maquette expérimentale et vérifié que son comportement respecte les hypothèses établies avant, le chapitre suivant sera consacré à la modélisation et à la caractérisation des efforts extérieurs.

4. Modélisation numérique des chargements

Selon *Chen* [18], l'équation dynamique d'un tube sous écoulement transverse s'écrit :

$$[M_s]\ddot{y}+[C_s]\dot{y}+[K_s]y=F_T+F_{fe}(\ddot{y},\dot{y},y) \quad (4.1)$$

où F_T est l'effort turbulent indépendant du mouvement du tube et F_{fe} est l'effort fluide-élastique dépendant du mouvement du tube. Ces deux efforts sont supposées par l'auteur comme étant indépendant l'un de l'autre.

Comme on s'intéresse au couplage complexe entre les efforts fluides-élastiques et les chocs, l'équation du mouvement est enrichie en ajoutant une non-linéarité localisée au second membre de l'équation (4.1) :

$$[M_s]\ddot{y}+[C_s]\dot{y}+[K_s]y=F_T+F_{fe}(\ddot{y},\dot{y},y)+F_c(y) \quad (4.2)$$

avec F_c la force de choc.

Ce chapitre compte trois sections. La section (4.1.) s'intéresse aux efforts turbulents et à leurs modélisations. La deuxième section (4.2.), présente le modèle fluide-élastique choisi dans le cadre de nos études et la technique de son implémentation numérique dans le cadre non-linéaire. Et enfin, la section (4.3.) aborde la modélisation des forces de choc et l'identification de la raideur d'impact.

4.1. Forces turbulentes

Les efforts turbulents sont des forces aléatoires supposées indépendantes du mouvement de tube. Elles sont toujours présentes mais à des niveaux d'intensité qui peuvent varier dans des gammes importantes. Dans certains cas, elles peuvent être négligées lorsqu'elles sont de petite amplitude en les assimilant à un bruit de fond. Dans d'autres cas, elles constituent une partie intégrante du problème et ne peuvent être négligées. Notre étude, ne s'intéresse qu'aux efforts turbulents provenant d'un écoulement monophasique. Ainsi, la construction du modèle turbulent s'inspirera du modèle d'*Axisa* [2] déjà mentionné dans la partie bibliographique (section 2.2.1.). La figure 4.1 présente à titre d'exemple la forme spectrale des efforts turbulents en monophasique pour différentes vitesses d'écoulement.

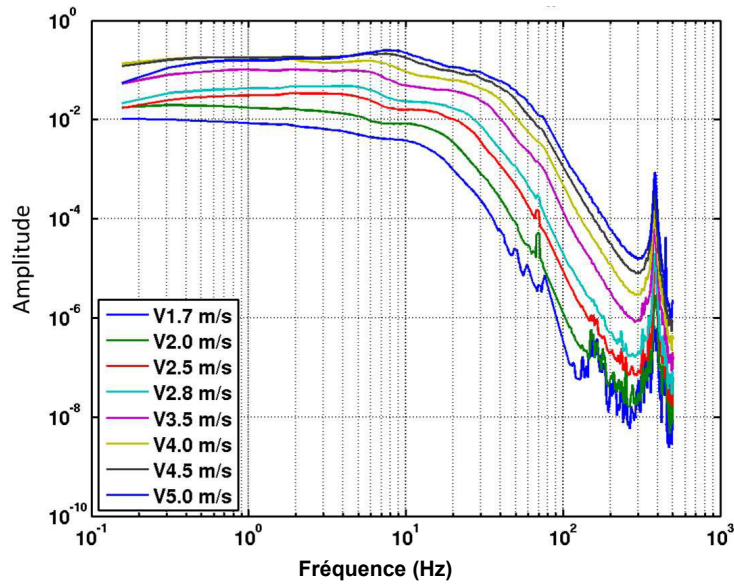


Fig.4.1 : Spectre d'excitation pour différentes vitesses d'écoulement V (fourni par CEA à titre d'exemple -monophasique-)

Comme la figure 4.1 le montre, le spectre d'excitation turbulente en monophasique n'excite principalement que les basses fréquences : les niveaux pour chaque vitesse est quasiment plat sur une plage de 40Hz, puis ils diminuent au fur et à mesure que la fréquence augmente. L'identification exacte des niveaux des spectres en fonction de la vitesse, nécessite généralement des essais complexes dans le fluide. Vu que notre objectif ne vise pas à identifier les efforts de couplage et que ne nous disposons pas des moyens pour le faire, on se contentera, en première approximation, d'établir un gabarit de spectre de bruit blanc sur une bande limitée jusqu'à 40Hz correspondant à la largeur fréquentielle mesurée par le CEA (figure 4.1). Les amplitudes d'excitation seront fixées arbitrairement pour chaque vitesse d'écoulement dans une section ultérieure.

La construction d'un signal aléatoire type bruit blanc sur une bande limitée peut s'effectuer de plusieurs manières : La plus courante consiste à construire un bruit blanc large bande, ensuite, le filtrer à travers un filtre passe bas de fréquence de coupure au voisinage de la limite de la bande fréquentielle. Cette technique est facile à mettre en place, mais nécessite l'utilisation de temporels longs (filtre d'ordre très élevé) [9] pour pouvoir implémenter un filtrage numérique efficace. Une deuxième technique, vise à traiter le problème de la manière inverse en construisant d'abord un spectre S de module fixé et à phase aléatoire, sur une largeur fréquentielle limitée (4.3) avec une amplitude A non-nulle pour des fréquences f inférieures à f_{lim} et nulle au delà, puis calculer son signal temporel équivalent à travers une transformée de fourrier inverse.

$$S(f) = A e^{j\varphi} \quad \text{avec} \quad \begin{cases} A \neq 0 & 0 < f \leq f_{lim} \\ A = 0 & f > f_{lim} \end{cases} \quad \text{et} \quad \varphi = 2\pi f dt \quad (4.3)$$

Avec dt le pas d'échantillonnage.

Cette deuxième technique est moins conventionnelle à mettre en œuvre, mais donne des résultats nettement plus précis que la première approche [8].

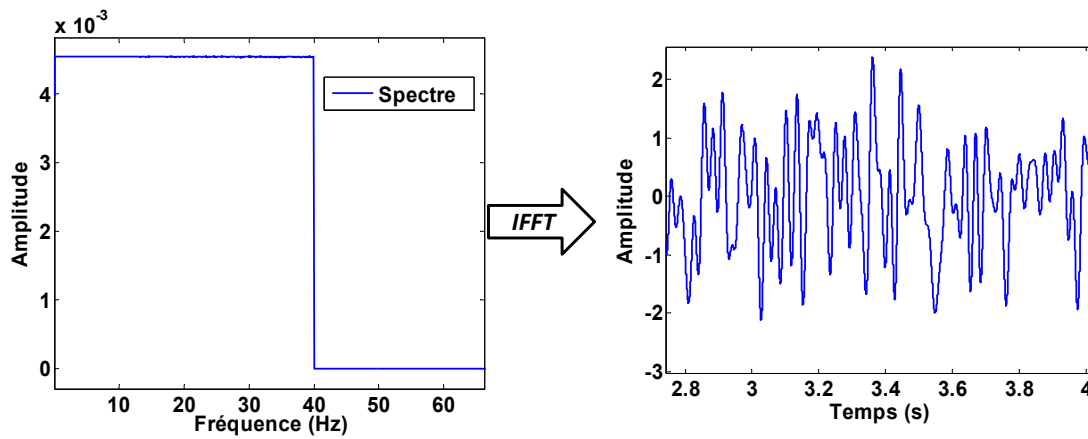


Fig.4.2 : Exemple bruit blanc de bande limitée à 40Hz

La construction du signal d'excitation s'est basée sur cette dernière technique. La figure (figure 4.2) présente le modèle du spectre fréquentiel utilisé dans les simulations numériques ainsi qu'un échantillon temporel du signal modélisant les turbulences. Le niveau RMS du signal temporel est fixé par défaut à 1N, puis il est ajusté selon le niveau d'excitation par un facteur multiplicatif.

4.2. Forces de couplage fluide-élastique

On a abordé dans la section précédente (2.2.2.) les théories les plus répandues pour décrire les efforts fluides-élastiques. Les modèles proposés reposent sur des relations paramétriques, dont l'identification nécessite des mesures expérimentales complémentaires. Le modèle fluide-élastique choisi dans le cadre de cette étude est celui développé par *Piteau et al.* [76] (2.57&2.58) et détaillé dans la section (2.2.2.). Par ailleurs, vu que l'objectif de nos recherches n'est pas d'identifier les forces de couplage fluide-élastique, mais d'élaborer des techniques d'essais hybrides pour les reproduire, les coefficients de couplage mesurés par le CEA (figure 2.5) sur la maquette DIVA sont considérés comme des données d'entrée connues. Elles ont été extrapolées pour correspondre à la structure de test.

4.2.1. Extrapolation des mesures paramétriques de CEA

Pour modéliser les interactions fluides-élastiques, *Piteau et al.* [76] ont opté pour un "modèle modal" linéarisé à coefficients de couplages déterminés expérimentalement (2.57). Les trois coefficients de couplage ont été déduits à travers des essais d'analyses modales sous l'eau stagnante puis sous différentes vitesses d'écoulements en mesurant à la fois les fréquences et amortissements modaux. Le modèle stipule que la contribution des efforts fluides-élastiques n'agit que sur le premier mode et que l'impact sur les modes d'ordre supérieur est négligeable. Ce postulat concorde avec les modèles 1ddl proposés par *Tanaka et al.* [92] et *Weaver et al.* [52], et il a été validé expérimentalement par *Caillaud et al.* [14, 15].

Dans le cadre de nos recherches, les paramètres modaux mesurés par le CEA (figure 2.5) pour chaque vitesse d'écoulement ont été repris avec un recalage au niveau de la fréquence propre. Les mesures fournies correspondent à un tube dont la fréquence du premier mode sous l'eau stagnante

est aux alentours de 18Hz, cette fréquence correspond à la fréquence du premier mode dans l'air de 33Hz [29, 76]. Le rapport entre ces deux fréquences est d'environ 1,7. Ne disposant pas de mesure modale de la structure de test dans l'eau stagnante, on a choisi de garder les mêmes proportions des mesures fournies. Par conséquent comme première approximation, la fréquence du premier mode de notre structure de test dans l'air 21,5Hz est associée à la fréquence du premier mode dans l'eau stagnante 12,65Hz. En ce qui concerne les variations du taux d'amortissement et la fréquence modale en fonction de la vitesse d'écoulement, celles-ci ont été gardées avec une translation des variations de la fréquence. Les nouveaux paramètres modaux, associés à notre structure de test, et qui seront utilisés dorénavant, sont récapitulés dans la figure 4.3.

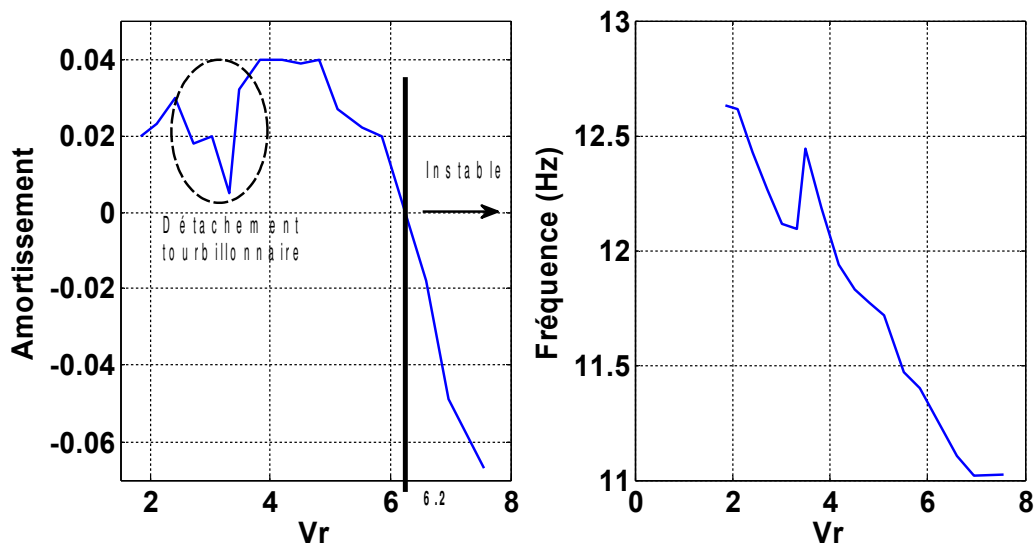


Fig.4.3 : Paramètres modaux en fonction de la vitesse réduite d'écoulement (1^{er} mode)

L'analyse de l'évolution de l'amortissement (figure 4.3) est conforme à la description des régimes vibratoires décrite par Païdoussis [67, 69] dans ses travaux sur la caractérisation des mécanismes d'excitation des tubes sous écoulement transverse (section 2.2.). Dans un premier temps, en basse vitesse réduite d'écoulement ($<2,1$), l'amortissement du système augmente : à ce stade la masse du fluide amortit le système même si l'excitation de ce dernier est plus en plus importante au fur et à mesure que la vitesse augmente, la fréquence diminue légèrement. Ensuite, l'apparition du détachement tourbillonnaire (entre 2,5 et 4) provoque une chute assez brutale de l'amortissement engendrant généralement une augmentation de l'amplitude des vibrations (figure 2.1). Quant à la fréquence, elle suit une évolution singulière : dans la première phase la fréquence diminue, puis augmente jusqu'à 12,5Hz environ. Enfin, le couplage fluide-élastique diminue à la fois la fréquence et l'amortissement modale jusqu'à ce que ce dernier devienne négatif à partir de 6,2. Au delà de cette vitesse critique, le système est sous instabilité fluide-élastique.

4.2.2. Notion de fréquence apparente

Dans un régime linéaire sans les butées, les forces fluides-élastiques dépendent de la vitesse réduite de l'écoulement. Cette dernière est une grandeur adimensionnelle visant à modéliser la dépendance des efforts fluides-élastiques de la vitesse d'écoulement du fluide V et de la fréquence du premier mode (2.43). Cependant, en régime non-linéaire, l'expression de la vitesse réduite devient un peu plus compliquée. La notion de mode n'ayant plus de sens, la fréquence modale est approximée par une fréquence de vibration dite *apparente* [35]. Ainsi l'expression de la vitesse réduite devient :

$$V_r = \frac{V}{f_{app} D}, \quad (4.4)$$

où f_{app} est la fréquence apparentes des vibrations, V la vitesse d'écoulement et D le diamètre du tube et V_r est la vitesse réduite.

La fréquence apparente est une fréquence quasi-instantanée des vibrations de tube estimée sur une fenêtre temporelle glissante dans le temps. Il existe dans la littérature plusieurs expressions pour l'estimer, on cite par exemple la méthode zeros-crossing [36] qui calcule la fréquence des vibrations à partir du nombre de passages par la position d'équilibre, la méthode du pseudo-inverse précédemment présentée (2.63), ou encore la méthode de Rice [76, 81] (appelée aussi *la fréquence de Rice*) qui estime la fréquence apparente à partir des écarts types de la vitesse et du déplacement durant une fenêtre temporelle τ :

$$f_{app}(\dot{y}, y, \tau) = \frac{\sigma(\dot{y}, \tau)}{2\pi\sigma(y, \tau)}, \quad (4.5)$$

avec $\sigma(s, \tau)$ est l'écart type du signal s calculé sur une fenêtre temporelle τ . Il n'existe pas une méthode précise pour définir la largeur du fenêtrage, mais dans la pratique elle est fixée autour de la période du mode fondamental $\tau \approx 1/f_1$.

Dans la cadre de notre étude, on a choisi cette dernière approche car elle est facilement implémentable numériquement ainsi qu'expérimentalement (sur les cartes de contrôle), et donne de bons résultats.

Dans les simulations numériques ainsi qu'en expérimentation, la fréquence apparente est calculée à partir du déplacement et de la vitesse de l'extrémité libre du tube afin d'avoir une information colocalisée avec l'effort actif appliqué.

La dépendance des coefficients de couplage fluide-élastique de la vitesse réduite impose, dans une étude non-linéaire avec choc, une actualisation continue des paramètres modaux du système couplé en fonction de la valeur de la fréquence apparente des vibrations du tube. Cette actualisation se base sur les coefficients linéarisés issus d'une réponse stationnaire mono-fréquentielle (*figure 4.3*). La stratégie utilisée consiste à interpoler les données sur la plage de mesure, et extrapoler les

données en dehors de cette plage.

4.3. Modélisation des chocs

La modélisation des chocs dans les simulations réalisées dans ce mémoire, est basée sur une forme simple de la méthode de pénalisation où les butées de choc sont modélisées par des raideurs pures. Cette technique simple n'a pas pour objectif de modéliser les détails de l'interaction entre les butées et le tube mais s'intéresse plutôt aux effets globaux des chocs. En outre, elle s'est avérée efficace dans maintes études similaires [11, 95]. La section suivante présente tout d'abord le modèle de choc choisi, puis l'identification de ses paramètres et enfin son implémentation dans le solveur numérique.

4.3.1. Linéarisation par morceau

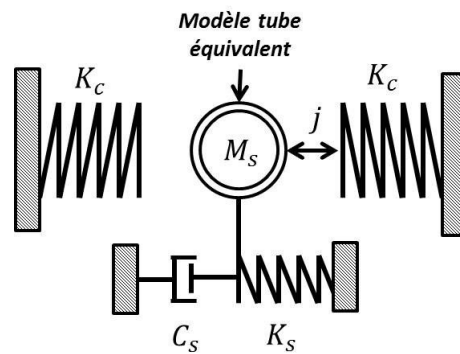


Fig.4.4 : Modèle 1ddl équivalent du tube sous choc

Les butées expérimentales sont introduites dans le modèle par des non-linéarités localisées situées à mi-hauteur du tube (*figure 4.4*). Ces butées, supposées ponctuelles, sont placées à une distance de jeu " j " du tube. Elles sont modélisées par un modèle conservatif symétrique composé par des raideurs pures " K_c ". Ce problème non-linéaire à première vue, peut être linéarisé par morceaux en deux parties selon la dynamique du tube : tube en phase de vol libre et tube en appui ponctuel.

Durant la première phase, la dynamique du tube est tout à fait linéaire. Le tube vibre librement et la force de choc est alors nulle tant que le déplacement du tube au droit des deux butées est inférieur au jeu " j ".

Durant la deuxième phase, la dynamique du tube change et devient celle d'un tube en appui à mi-hauteur. Dès lors, le modèle est mis à jour en ajoutant une raideur pure " K_c " locale au nœud correspondant. La force de rappel est proportionnelle à la différence entre le déplacement du tube et le jeu.

Les deux comportements ont été implémentés explicitement dans le modèle de la manière suivante :

$$\begin{cases} F_c(t) = \frac{-y_c(t)}{\|y_c(t)\|} K_c (\|y_c(t)\| - j) & \text{si } \|y_c(t)\| > j \\ F_c(t) = 0 & \text{si } \|y_c(t)\| \leq j \end{cases} \quad (4.6)$$

Il ne reste maintenant qu'à identifier la raideur de choc K_c pour les butées utilisées afin de remonter à l'effort de choc F_c .

4.3.2. Identification de la raideur de choc

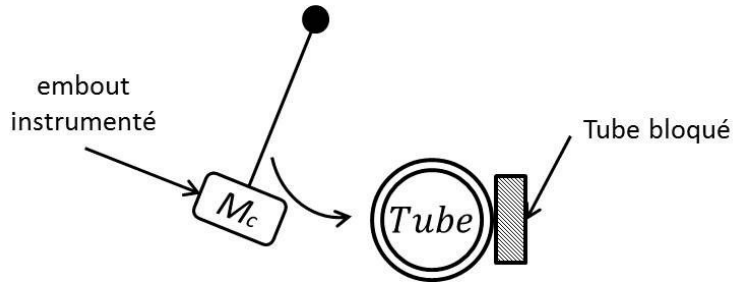


Fig.4.5 : Lâcher d'impact

L'identification de la raideur d'impact s'est basée exclusivement sur une série d'essais expérimentaux. Durant ces essais, des chocs ponctuels sur le tube ont été reproduits avec des lâchers d'une masse impactante M_c instrumentée d'un capteur de force et d'un embout rapporté. La masse de l'ensemble est de 26,5g. Les impacts ont été opérés directement sur le tube, préalablement bloqué en translation dans la direction d'impact (*figure 4.5*), afin de prendre en compte la raideur d'ovalisation du tube. Vu qu'on ne prend pas en compte dans nos simulations les modes d'ovalisation, un test d'impact effectué directement sur un massif conduirait à une surestimation de la raideur de choc en particulier dans le cas du métal.

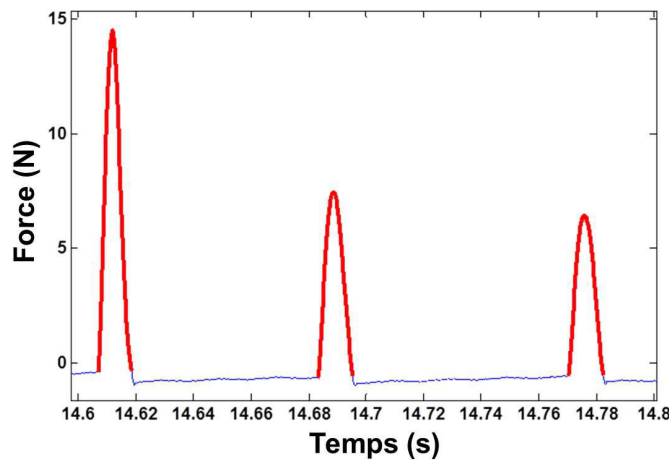


Fig.4.6 : Mesures des forces de choc (Ex : embout élastomère)

Deux types d'embouts ont été utilisés. Le premier, constitué d'un matériau élastomère, présente une raideur faible. L'autre embout est constitué d'un matériau métallique, doté d'une raideur plus élevée. En analysant les résultats expérimentaux de la figure 4.6, on remarque que les pics des efforts de choc (tracés en rouge) ont la forme d'un lobe sinusoïdal (ceci pour les différents embouts).

À partir de ce constat, on suppose que la masse impactante peut être modélisée, pendant sa phase d'appui, par un système à 1ddl équivalent vibrant à sa fréquence fondamentale. La masse impactante étant connue, il suffit de mesurer la durée du choc, qui correspond à une demi-période, pour identifier la raideur de choc (4.7).

$$T_c = \frac{\pi}{\omega_c} = \pi \sqrt{\frac{M_c}{K_c}} \quad (4.7)$$

Avec T_c la durée du choc et ω_c la pulsation équivalente.

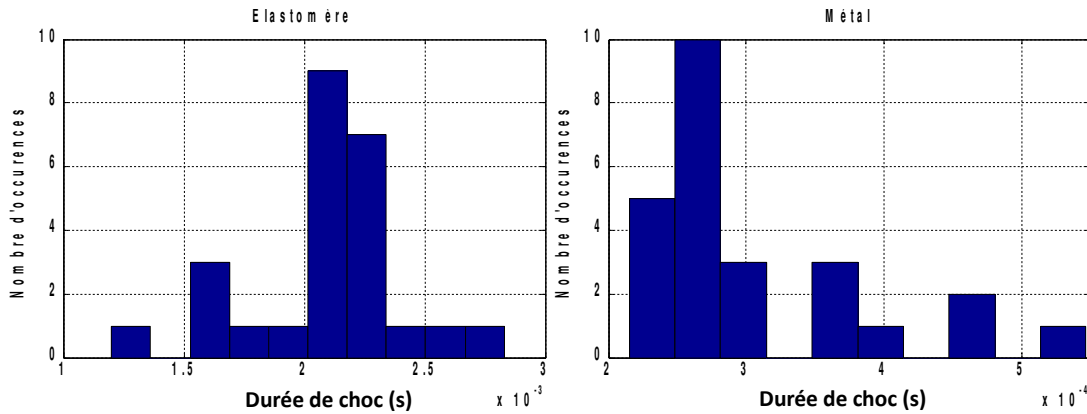


Fig.4.7 : Histogrammes des durées des chocs

L'identification de la raideur d'impact est effectuée à partir d'une série de 25 tests expérimentaux. La figure 4.7 présente l'histogramme des résultats expérimentaux. On constate que la durée des chocs avec un embout en élastomère est dix fois plus élevée que la durée des chocs avec un embout métallique. La durée moyenne de choc mesurée par le capteur pour un embout métallique est d'environ 0,3ms ce qui correspond à une raideur d'impact d'environ **3.10⁶N/m**, alors que pour un embout plus souple type élastomère la durée moyenne d'impact est de 2ms ce qui correspond à environ **3.10⁴N/m**. Ces deux raideurs identifiées expérimentalement constitueront une donnée d'entrée du modèle numérique.

À ce stade d'étude, les trois types d'effort auxquels est soumise la structure ont été modélisés et caractérisés. Les paramètres des efforts fluides-élastiques et des chocs sont issus d'une identification expérimentale et serviront à alimenter leurs modélisations numériques associées. L'étape suivante est alors de concevoir des contrôleurs robustes pour reproduire l'effet du couplage fluide-élastique et d'étudier le comportement global de la structure sous les chocs.

5. Conception et validation du système d'asservissement

Nos études exploitent la méthode de placement de pôle d'une nouvelle manière. Elle est utilisée pour reproduire des efforts de couplage fluide-élastique, même lorsque le système est instable. Ce type d'instabilité est volontairement intégré dans le système de contrôle dans le but de représenter aussi fidèlement que possible le phénomène d'instabilité fluide-élastique.

Dans un premier temps en section (5.1.), on définira l'objectif des lois de contrôle à partir du modèle fluide-élastique à 1ddl développé par *Piteau et al.* [76]. Cette étape cruciale permet de traduire le problème de dynamique des structures en un problème d'automatique. Ensuite, les sections (5.2.) à (5.4.), présenteront la conception des contrôleurs et la technique de balayage des pôles adoptée pour atteindre les performances dynamiques prescrites par le modèle des efforts fluides-élastiques. Une description du modèle numérique de la chaîne de contrôle est présentée dans la section (5.5.). Puis des études de qualification et de robustesse des contrôleurs sont abordées en (5.6.). Enfin, le chapitre sera clôturé par une démonstration de l'effet stabilisateur des chocs face aux instabilités fluides-élastiques en section (5.7.).

5.1. Problème de placement de pôle

Deux types de graphes ont été utilisés pour mettre au point les contrôleurs : *le diagramme de Bode* et *le root-locus*. Le diagramme Bode est un graphe composé de deux tracés, il offre une vision détaillée de la réponse fréquentielle du système en amplitude $|H_s(j\omega)|$ et en phase $\arg(H_s(j\omega))$. Il est pratique lors de l'analyse simultanée de la réponse du système en boucle fermée et en boucle ouverte. Il permet aussi d'étudier la stabilité du système à l'aide des notions de marge de phase et de marge de gain. Quant au root-locus, il consiste à tracer les coordonnées des pôles (modes, résonances) et des zéros (anti-résonances) du système dans le plan complexe. Ce graphe présente une meilleure visibilité que le Bode sur l'évolution des pôles (modes) et leur dépendance aux paramètres des lois de contrôle choisies. En outre, il constitue un bon outil pour étudier la stabilité d'un contrôle : si le pôle est sur la droite de l'axe imaginaire le système est instable, sinon il est stable. En revanche, il peut devenir difficile à analyser si le comportement du système est tracé pour plusieurs lois sur le même graphe.

Ces deux types de graphe ont été utilisés d'une manière complémentaire, pour définir les objectifs du contrôle ainsi que pour la conception fine des contrôleurs.

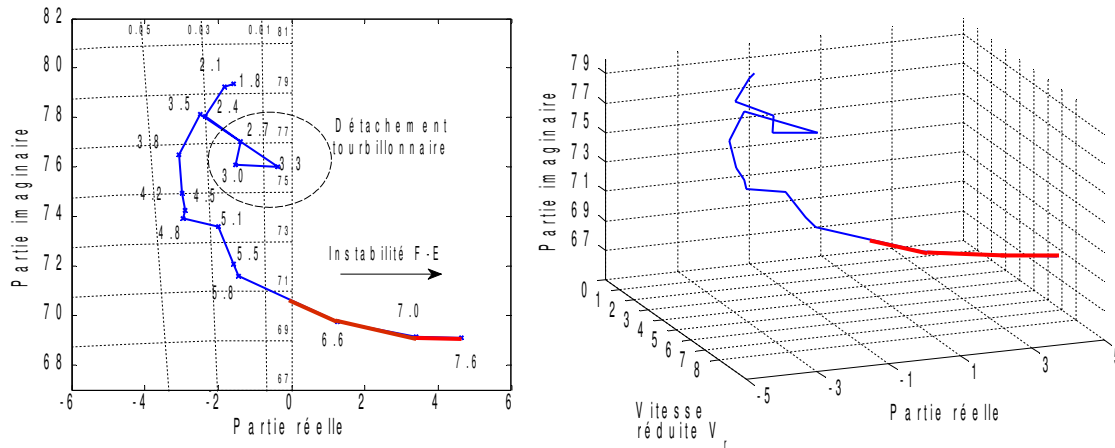


Fig.5.1 : L'évolution du premier pôle du système

La figure 5.1 trace l'évolution du premier pôle du système couplé en fonction de la vitesse réduite à partir des paramètres modaux de la figure 4.3 et l'équation (5.1). Cette représentation dans le plan complexe facilite la conception des contrôleurs et définit le placement de pôle à obtenir pour représenter l'effet de couplage fluide-élastique sur le système.

$$s_i = -\zeta_i \omega_i \pm j \omega_i \sqrt{1 - \zeta_i^2} \quad \text{avec } i \in [1, 2] \quad (5.1)$$

En analysant la figure 5.1, il est essentiel de souligner deux points :

- Premièrement, on remarque que le détachement tourbillonnaire se manifeste sous forme d'un nœud bien visible. Cette singularité amplifie les amplitudes de vibration car elle est accompagnée d'une chute brutale de l'amortissement, ainsi, le pôle s'approche de l'axe imaginaire.
- Deuxièmement, on constate que la partie réelle du pôle, devient positive quand la vitesse réduite augmente. Ceci correspond à un taux d'amortissement modal négatif, et par conséquent à l'instabilité du système (instabilité F-E).

Le tableau (Tab.5.1) récapitule les valeurs ciblées en fonction de la vitesse réduite.

<i>Vitesse réduite</i>	<i>Fréquences (Hz)</i>	<i>Amortissements (%)</i>	<i>Pôles</i>
1,8	12,6	2	-1,58 -79,35i
2,1	12,6	2,3	-1,82 -79,24i
2,4	12,4	3	-2,34 -78,05i
2,7	12,2	1,8	-1,38 -77,05i
3	12,1	2	-1,52 -76,09i
3,3	12,1	0,5	-0,38 -76,00i
3,5	12,4	3,2	-2,50 -78,12i
3,8	12,2	4	-3,06 -76,51i
4,2	11,9	4	-2,99 -74,93i
4,5	11,8	3,9	-2,89 -74,27i
4,8	11,8	4	-2,95 -73,91i
5,1	11,7	2,7	-1,98 -73,6i
5,5	11,5	2,2	-1,58 -72,07i
5,8	11,4	2	-1,43 -71,60i
6,6	11,1	-1,8	1,24 -69,75i
6,9	11	-4,9	3,39 -69,15i
7,5	11	-6,7	4,64 -69,12i

Tab.5.1: Valeurs des pôles en fonction de la vitesse réduite

5.2. Description fonctionnelle des contrôleurs

D'après le modèle fluide-élastique choisi pour simuler les efforts de couplage (2.57&2.58), la contribution modale des forces fluides-élastiques se manifeste par l'ajout de trois paramètres au niveau du 1^{er} mode : la masse ajoutée m_f , l'amortissement ajoutée c_f et la raideur ajoutée k_f :

$$m_1 \ddot{q}_1 + c_1 \dot{q}_1 + k_1 q_1 = F_{\text{contrôle}} = -m_f \ddot{q}_1 - c_f \dot{q}_1 - k_f q_1 \quad (5.2)$$

avec q_1 le déplacement généralisé du premier mode, $F_{\text{contrôle}}$ la force de contrôle.

Une première stratégie possible consiste à exploiter trois contrôleurs, chacun d'eux agissant sur le paramètre modal associé à partir du déplacement, de la vitesse et de l'accélération généralisés pour reproduire les fréquences et les taux d'amortissement du premier mode sous effet fluide-élastique (figure 5.1).

La masse ajoutée (en eau stagnante $k_f=0$) a un impact sur deux paramètres modaux : la fréquence modale et l'amortissement (5.3). Alors que l'amortissement et la raideur agissent séparément sur le taux d'amortissement et la fréquence du système. Il est donc préférable d'appliquer tout d'abord l'effet de la masse ajoutée pour imposer une fréquence et un amortissement modal dans l'eau stagnante, puis d'ajuster indépendamment par la suite l'amortissement et la fréquence à l'aide des deux paramètres k_f et c_f .

$$\begin{aligned}\omega^2 &= \frac{k_1}{(m_1 + m_f)} \\ \zeta &= 1/2 \frac{c_1}{\omega(m_1 + m_f)}\end{aligned}\tag{5.3}$$

Dans la pratique, calculer les déplacements à partir d'une mesure d'accélération n'est pas une tâche facile. Le signal, après une double intégration, est souvent distordu et bruité en phase ce qui déstabilise le système de contrôle. En outre, les données de référence de la figure 5.1 montrent que les variations de la fréquence sont limitées à une plage de 2Hz. Cette variation est attribuée par le modèle (2.57) à une variation de la raideur ajoutée car la masse ajoutée est supposée indépendante de la vitesse d'écoulement. Puisque ces variations sont faibles, et pour des soucis de simplification des contrôleurs, on choisit de compenser l'effet de la variation de la raideur sur la fréquence par une variation de la masse car les deux paramètres jouent un rôle symétrique sur la fréquence. Quoique cette approche ait comme inconvénient de réduire légèrement l'amplitude modale, elle suffit néanmoins pour reproduire les données du plan complexe (figure 5.1). En conséquence, l'équation (5.2) après simplification devient :

$$m_1 \ddot{q}_1 + c_1 \dot{q}_1 + k_1 q_1 = F_{\text{contrôle}} = -m_c \ddot{q}_1 - c_f \dot{q}_1, \tag{5.4}$$

avec m_c la masse ajoutée par le contrôle, masse équivalente à m_f et aux variations de k_f . Elle peut être déduite à partir de la formule (5.5) :

$$\omega^2 = \frac{k_1}{m_1 + m_c} = \frac{k_1 + k_f}{m_1 + m_f}. \tag{5.5}$$

Il ne faut pas perdre de vue que les variations de masse introduiront un biais au niveau de l'amortissement du système. Une correction est prévue par la suite via le contrôle en amortissement.

Enfin, le contrôle de l'amortissement de la structure n'est pas problématique car il existe de nombreux travaux dans le domaine de l'amortissement actif [48, 77]. Son plus grand avantage réside dans la possibilité d'agir sur l'amortissement sans perturber la fréquence. Ainsi, on veillera bien à compenser l'impact des variations de la masse sur l'amortissement à travers l'amortissement ajouté du contrôle c_f .

$$(m_1 + m_c) \ddot{q}_1 + (c_1 + c_f) \dot{q}_1 + k_1 q_1 = 0 \tag{5.6}$$

Finalement, *deux contrôleurs* sont utilisés pour reproduire la contribution modale des efforts fluides-élastiques sur le tube. Le premier agit sur la masse modale pour ajuster d'abord la fréquence, puis un deuxième contrôleur agit sur l'amortissement (5.6&5.7). En jouant sur les deux paramètres m_c et c_f , on pourra alors balayer la zone des données présentées dans la figure 5.1.

$$\begin{aligned}\omega^2 &= k_1 / (m_1 + m_c) \\ \zeta &= 1/2 \frac{(c_1 + c_f)}{\omega(m_1 + m_c)}\end{aligned}\tag{5.7}$$

5.3. Les défauts des contrôleurs idéaux

L'une des méthodes directes pour agir sur l'inertie et l'amortissement d'un système consiste à injecter respectivement un effort proportionnel à l'accélération et un effort proportionnel à la vitesse. Dans le cas *idéal*, où il est possible d'extraire des signaux absolus d'accélération et de vitesse, chacune des forces agira directement sur le paramètre associé (masse /amortissement) sans altérer les autres paramètres du système. Sachant que seuls des capteurs accélérométriques sont utilisés sur la maquette expérimentale, les deux contrôleurs sont conçus pour traiter des données de type accélération. Pour simuler la masse ajoutée, il suffit d'injecter à la structure une force proportionnelle à l'accélération mesurée a_{mes} (5.8). En ce qui concerne l'amortissement, il devient nécessaire, dans un premier temps, d'intégrer une fois le signal de mesure pour remonter à la vitesse avant d'injecter un effort proportionnel à cette dernière (5.8). En automatique, ceci revient à mettre en place un contrôleur proportionnel intégrateur (PI).

$$(m_s s^2 + c_s s + k_s) Y = F_m + F_a \quad \text{avec} \quad F_m = -G_m \cdot a_{mes} \quad \text{et} \quad F_a = \frac{-G_a}{s} a_{mes} \quad (5.8)$$

On notera F_m la force de contrôle inertielle pilotée par le gain G_m et F_a la force d'amortissement pilotée par un gain G_a .

Les deux coefficients de proportionnalité attribués aux deux efforts sont appelés des gains de contrôle. L'étape suivante consiste à identifier ces gains de telle sorte que les paramètres modaux du système sous contrôle suivent les données modales de référence (*figure 4.3 & 5.1*).

Cependant dans la pratique, appliquer de tels contrôleurs idéaux n'est pas toujours possible, car les fonctions de transfert de la chaîne de mesure et d'action ne sont pas parfaites (*impropres*), et sont susceptibles de provoquer une déstabilisation des modes d'ordre plus élevé (spillover [3, 49]) ou bien d'amplifier les signaux parasites mesurés en basses fréquences (composante continue du signal) menant le système à une divergence statique. Ces deux complications ont été rencontrées lors des tests expérimentaux, et ont conditionné la conception des contrôleurs. Elles ont été abordées dans la partie bibliographique (*section 2.3.6.*).

5.4. Conception des contrôleurs

Face aux instabilités de contrôle, il est nécessaire d'adapter les deux contrôleurs idéaux de l'équation (5.8). Pour cela, une conception plus précise des contrôleurs a été menée pour n'agir que sur le mode d'intérêt en utilisant des techniques de filtrage. Ainsi, les basses fréquences et les modes d'ordre supérieur ne sont plus déstabilisés, voire insensibles aux valeurs des gains de contrôle. Cette conception impose toutefois une identification méticuleuse du comportement de la structure et de chaque composant de la chaîne de contrôle.

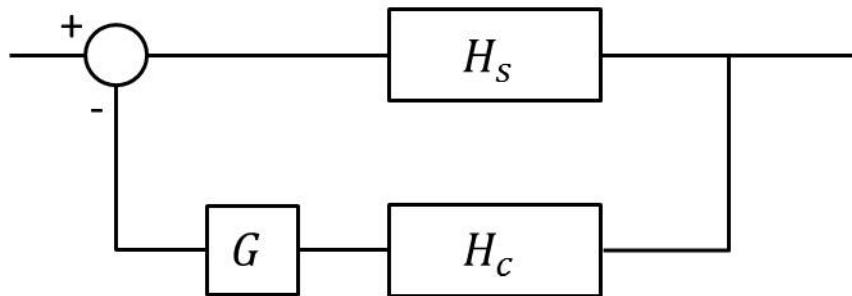


Fig.5.2 : Schéma fonctionnel d'un contrôle élémentaire (fréquences ou amortissement)

On aborde dans cette section la conception des deux contrôleurs en fréquence et en amortissement. Dans un premier temps, on se focalisera sur l'élaboration d'un contrôle élémentaire avec une seule boucle de rétroaction sur le système H_s constituée par un contrôleur H_c piloté par un gain G (figure 5.2). On commencera par définir un contrôle en fréquence seul puis en amortissement seul pour définir soigneusement les deux contrôleurs séparément. La stabilité du système vis-à-vis des basses fréquences et des modes d'ordre supérieur sera abordée. Enfin, on combinera les deux contrôleurs pour représenter l'effet global des efforts fluides-élastiques sur le premier mode et on présentera la technique de placement de pôle adoptée. On gardera les mêmes définitions de la boucle ouverte et de la boucle fermée présentées précédemment dans la section (2.3.1.).

5.4.1. Contrôle en fréquence

On a indiqué dans la section précédente (5.3.) qu'un retour direct de la mesure d'accélération peut engendrer une déstabilisation des modes d'ordre supérieur. Le cas présenté dans la figure 5.3 met, encore une fois, en évidence cette problématique en l'appliquant à la structure de test.

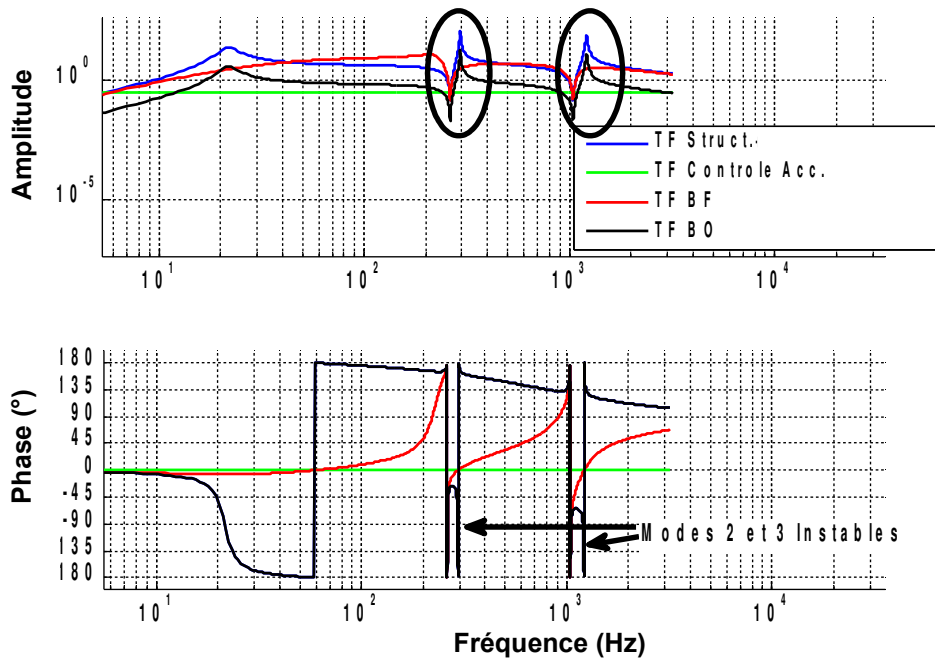


Fig.5.3 : Réponse du système sous un contrôle en fréquence instable

Un contrôleur de type gain pur (courbe verte) est utilisé pour exercer un effort proportionnel à l'accélération. Si l'on compare le comportement de la structure seule sans contrôle (courbe bleue) au comportement de la structure sous contrôle (courbe rouge), on constate que l'effet de la masse ajoutée a influencé non seulement le premier mode mais également les modes 2 et 3. Ces deux derniers ont même été menés à l'instabilité, comme le montre la phase de la fonction de transfert en boucle ouverte (courbe noire) qui croise -180° au niveau des modes concernés alors que l'amplitude est supérieure à 1. On en déduit que ce contrôleur simple ne conditionne pas la contribution du signal de commande sur les modes 2 et 3, ce qui les rend instables à partir d'un certain gain G comme le confirme la figure 5.4.

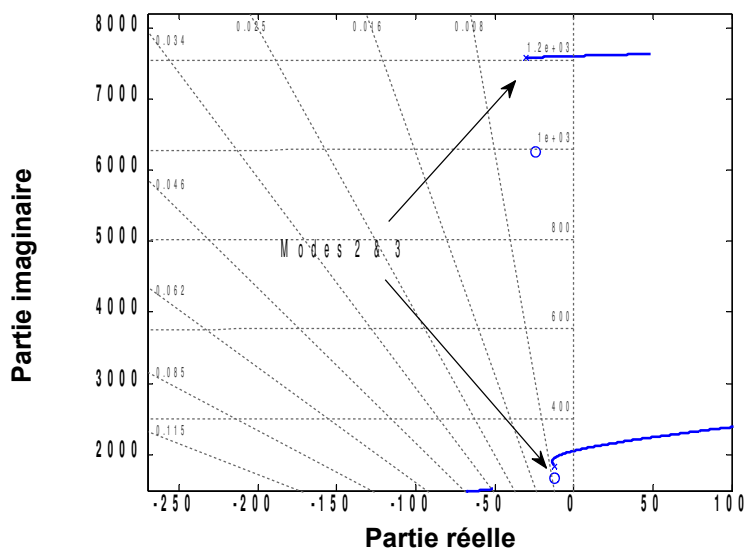


Fig.5.4 : Spillover sur mode 2 et 3 de la structure de test

$$H_c(s) = G \frac{s^2 + 2\zeta_{z2}\omega_{z2}s + \omega_{z2}^2}{s^2 + 2\zeta_{p2}\omega_{p2}s + \omega_{p2}^2} \frac{s^2 + 2\zeta_{z3}\omega_{z3}s + \omega_{z3}^2}{s^2 + 2\zeta_{p3}\omega_{p3}s + \omega_{p3}^2} \quad (5.10)$$

La première est un gain G , il constitue le noyau du contrôleur dont le but est d'ajuster la première fréquence modale. On ajoute ensuite deux filtres Notchs pour stabiliser les modes d'ordre 2 et 3.

Dans le cas de notre structure de test, les zéros des filtres sont aux fréquences des modes de la structure ($f_{z2}=304$ Hz, $f_{z3}=1230$ Hz) avec un amortissement plus élevé de ($\zeta_{z2}=2\%$ et $\zeta_{z3}=3,5\%$) pour orienter les branches vers la partie réelle négative du plan complexe. Quant aux pôles des filtres, ils sont placés aux fréquences ($f_{p2}=500$ Hz, $f_{p3}=2000$ Hz) avec les amortissements ($\zeta_{p2}=24\%$ et $\zeta_{p3}=10\%$) pour leur conférer une stabilité élevée.

En appliquant le contrôleur de fréquence au système, on remarque que les filtres provoquent des formes d'antirésonance près des modes 2 et 3 (figure 5.6). De cette manière, les composantes fréquentielles indésirables du signal de commande sont atténuées, rendant la stabilité du système insensible aux deuxième et troisième modes.

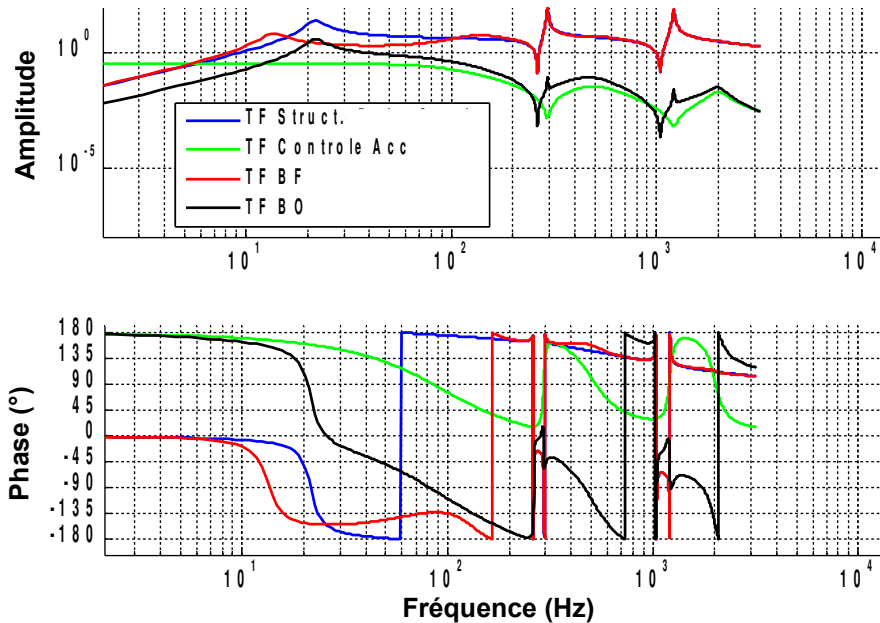


Fig.5.6 : Réponse du système sous un contrôle en fréquence stable

La figure 5.6 montre bien que le mode 1 est sous l'effet du contrôle (courbe bleue/rouge), l'amortissement modal est plus important et la fréquence du mode est plus basse que celle de la structure sans contrôle (vers 12Hz au lieu de 21,5Hz). On remarque aussi que les modes 2 et 3 ne sont pas affectés par le contrôleur et en enfin ces deux modes sont toujours stables avec une marge de gain d'environ 16dB (courbe noire).

5.4.2. Contrôle en amortissement

Le contrôle avec un retour de force proportionnel à la vitesse permet d'agir sur l'amortissement. Un filtre intégrateur est choisi pour intégrer le signal d'accélération. On remarque (figure 5.7) que l'amortissement est moins prononcé sur le système après contrôle (courbe rouge). On note aussi que les modes 2 et 3 restent inchangés (courbe rouge se superpose à la courbe bleue), et restent stables car la marge de gain est positive (courbe noire inférieure à 1). Un ajout de filtre passe haut en basses fréquences a été nécessaire pour éviter l'amplification des signaux parasites qui peuvent mener le système en instabilité statique (comme illustré dans la section 2.3.6.).

La formule analytique de ce contrôleur est composée d'une fonction de transfert de type passe-bande. En basse fréquence, la contribution de la composante statique du signal est atténuée alors qu'en haute fréquence, le système suit le comportement d'un intégrateur pur:

$$H_c(s) = G \frac{s}{s^2 + 2\zeta_p \omega_p s + \omega_p^2} \quad (5.11)$$

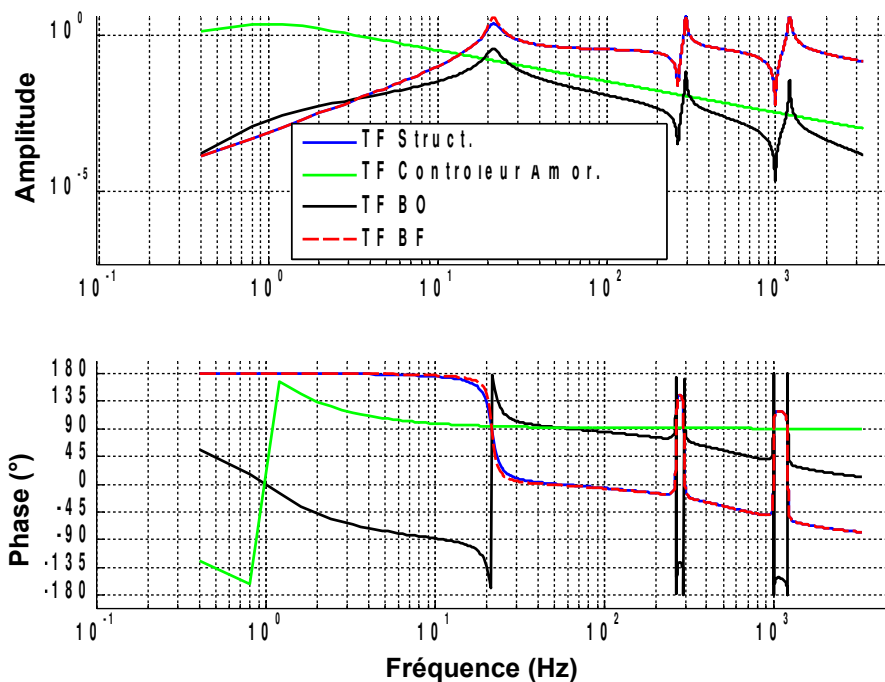


Fig.5.7 : Réponse du système sous un contrôle en amortissement

5.4.3. Technique de balayage des pôles

Maintenant que nous disposons des deux contrôleurs pour agir sur la fréquence et l'amortissement, l'étape suivante consiste à les combiner afin de reproduire l'évolution de référence du premier pôle (figure 5.1). Le schéma fonctionnel (figure 5.8) récapitule la disposition des contrôleurs en fréquence et en amortissement dans la chaîne de contrôle.

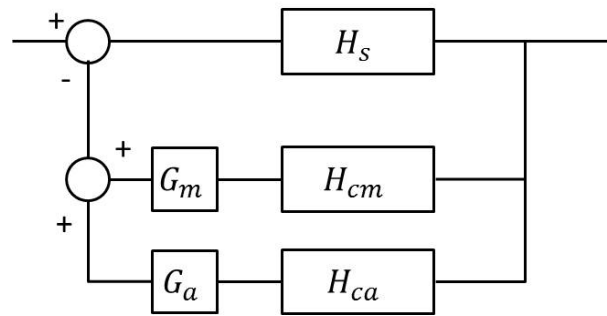


Fig.5.8 : Schéma fonctionnel du contrôle

Chacun des contrôleurs a la fonction de créer une force agissant sur les paramètres modaux du premier mode à partir de l'accélération \ddot{y} . Il existe deux boucles : la boucle interne contrôle principalement la fréquence à travers le contrôleur C_m , puis une boucle externe pour contrôler l'amortissement par le biais du contrôleur C_a . Les contrôleurs sont pilotés par deux gains de contrôle notés G_m et G_a , avant d'additionner les deux signaux pour obtenir le signal de commande final U .

Comme le montre la figure 5.9, en faisant varier le gain du contrôleur en accélération, le pôle se déplace quasi-parallèlement aux axes iso-amortissements au niveau de la fréquence modale désirée (avec un léger couplage entre l'amortissement et la fréquence). Ensuite, en ajustant le gain du contrôleur en vitesse, le pôle sera placé sur les arcs iso-fréquence à l'amortissement modal souhaité. Cette dernière étape permet aussi de corriger l'amortissement ajouté par le contrôleur en accélération (effet de la masse ajoutée).

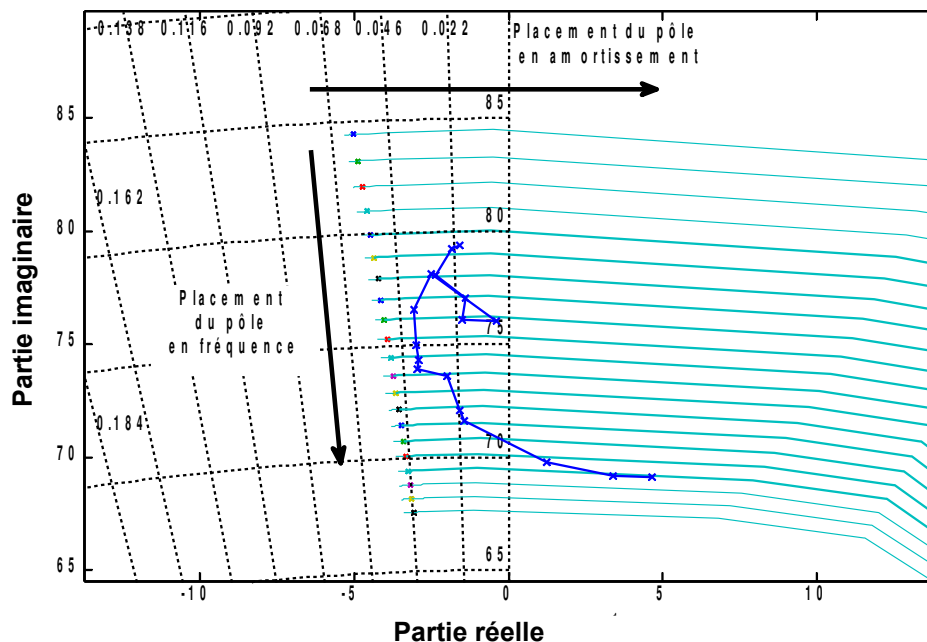


Fig.5.9 : Principe du placement de pôle (balayage)

Au final, à chaque couple de gains, correspond un pôle de référence associé à une vitesse réduite d'écoulement donnée. Ainsi, avec cette technique on arrive à reproduire à la fois le

détachement tourbillonnaire (correspondant au nœud dans la figure ci-dessus) et les instabilités fluides-élastiques pour des amortissements négatifs. On mentionne aussi qu'aucune instabilité de mode d'ordre supérieur n'a été rencontrée.

La figure 5.10 illustre un exemple de la structure sous contrôle combiné en amortissement et en fréquence. Le premier mode du système en boucle fermée (courbe rouge) est à 12,4Hz en fréquence et à environ 2% en amortissement au lieu de 21,4Hz et 5% en amortissement (courbe bleue). Le premier mode est toujours stable car la marge de gain est positive (courbe noire inférieure à 1).

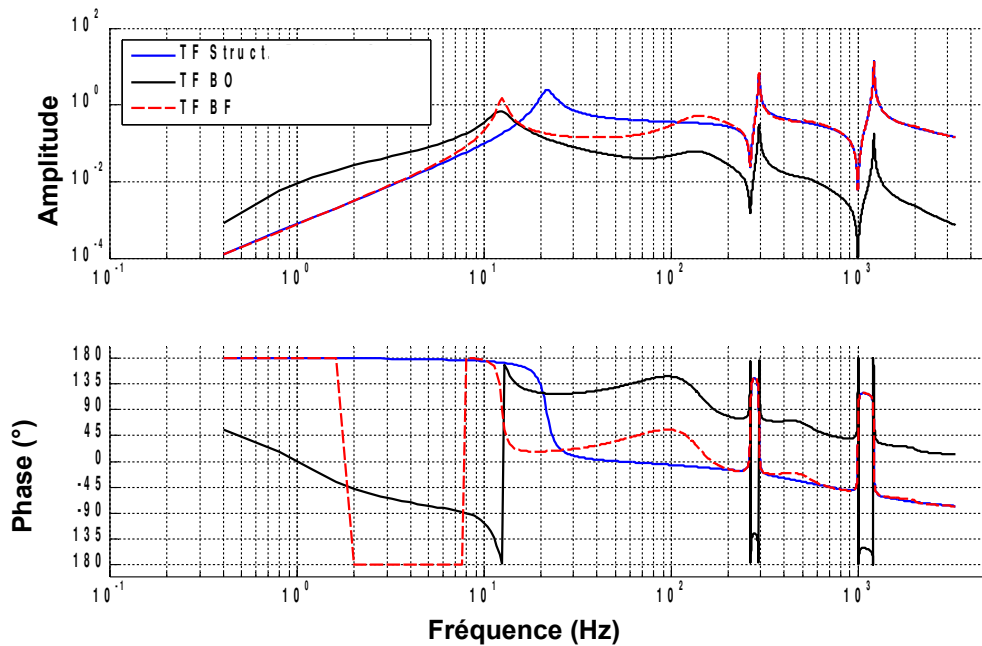


Fig.5.10 : Système sous contrôle combiné en fréquence/amortissement

5.5. Description complète de la structure asservie

La figure 5.11 présente le modèle numérique complet du contrôle, le bloc au centre du modèle contient le modèle d'état de la structure flexible. Il admet trois entrées pour les trois forces auxquelles il est soumis, à savoir : la force du contrôle, l'excitation bruit blanc turbulente et les forces de chocs. Chacun de ces efforts est géré par une boucle de rétroaction dédiée, sauf pour l'excitation. La boucle de contrôle est située en haut de la figure, elle inclut les modèles de la chaîne de contrôle (conditionneur, amplificateur et bobine). Quant à la boucle des chocs, située en bas de la figure, elle modélise les butées par des raideurs avec un jeu. Enfin une boucle pour l'estimation de la fréquence apparente est placée en amont du contrôleur pour définir les gains du contrôle.

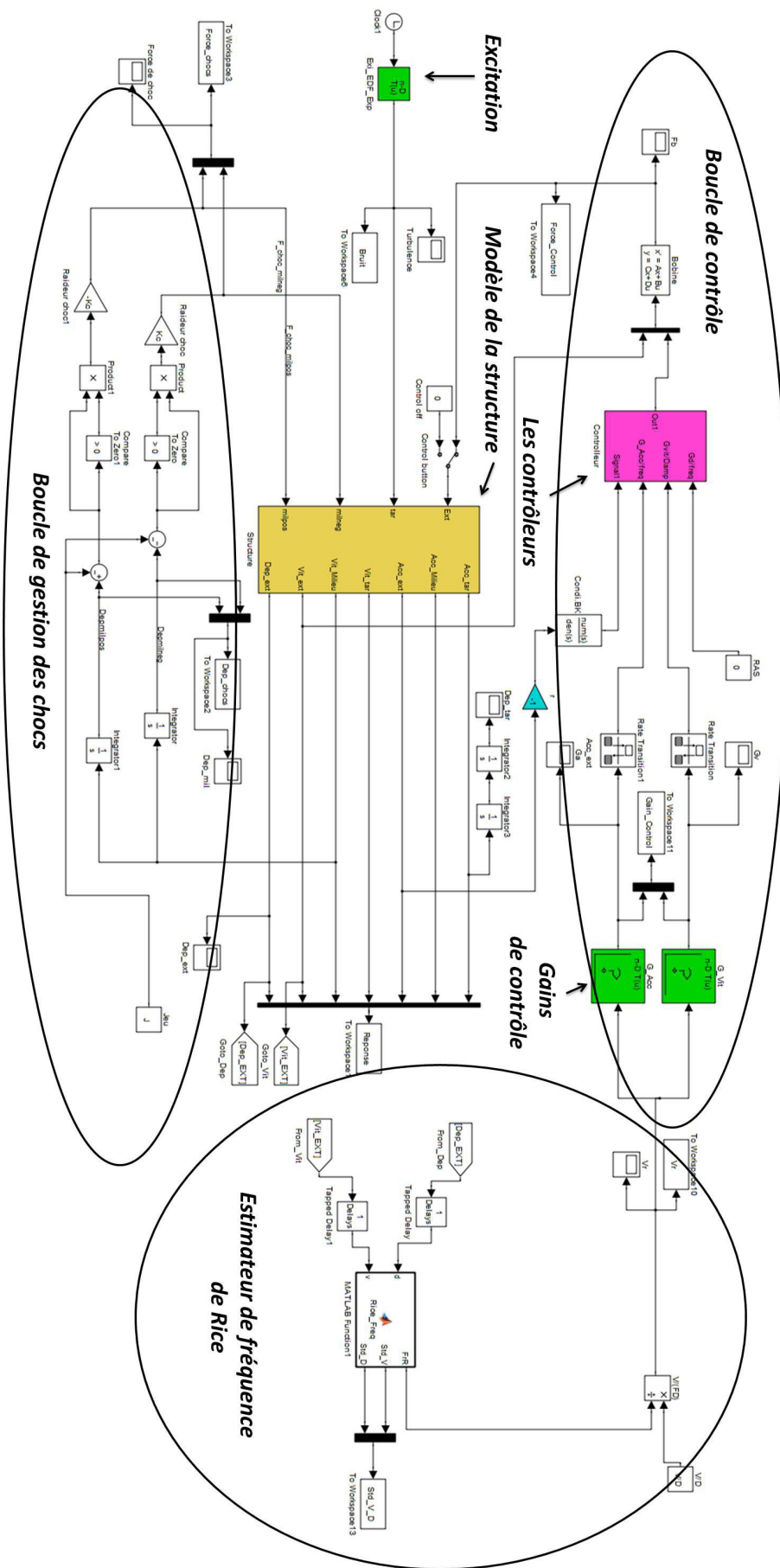


Fig.5.11 : Schéma fonctionnel du modèle numérique de la chaîne de contrôle

5.6. Validation numérique du système asservi

5.6.1. Application simple de la technique de balayage

On présente dans cette section le cas simple de placement du pôle sur trois couples de fréquences et d'amortissements : pôle 1 {17Hz, 5%}, pôle 2 {14Hz, 3%} et pôle 3 {10Hz, 1%}. La technique du balayage pour identifier les gains appropriés pour les deux contrôleurs précédemment définis dans (section 5.4.) sera appliquée au modèle numérique de la chaîne de contrôle. La figure 5.12 présente les gains identifiés pour les trois pôles d'intérêt.

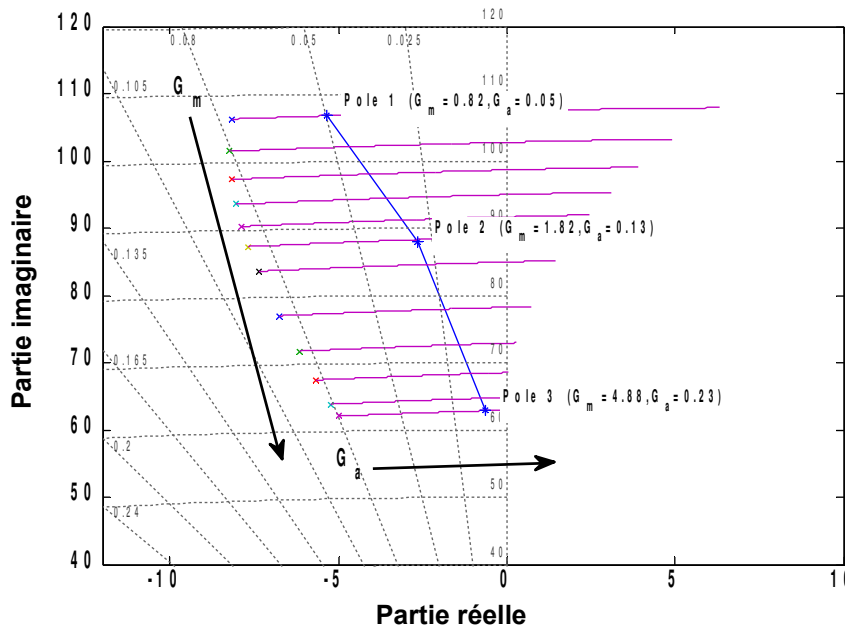


Fig.5.12 : Exemple de placement de pôle (balayage)

5.6.2. Simulation numérique par intégration temporelle

Les simulations temporelles ont été effectuées en utilisant la méthode d'intégration Runge-Kutta d'ordre 4. Cette partie s'attache à présenter succinctement la méthode utilisée et à la valider par des cas tests simples. Pour plus de détails sur les techniques d'intégration temporelle, on propose de consulter les ouvrages suivants [27, 38, 70].

La méthode de Runge-Kutta d'ordre 4 (RK4) repose sur un principe itératif : elle effectue une première approximation de la solution puis l'utilise pour une seconde estimation plus précise, et ainsi de suite.

Soit un système dont la dynamique est régie par l'équation différentielle suivante :

$$\dot{y} = f(t, y) \quad \text{avec} \quad y(t_0) = y_0 \quad (5.12)$$

En discrétisant l'équation (5.12) entre deux instants t_n et t_{n+1} avec h le pas de temps tel que $h = t_{n+1} - t_n$, on obtient une première approximation du problème différentiel :

$$y_{n+1} - y_n = h f(t_n, y_n) \quad (5.13)$$

La méthode de Runge-Kutta vise à estimer la fonction f à partir de 4 évaluations durant le même pas de temps (5.14): la première au point de départ (t_n, y_n) pour estimer la pente k_1 de la fonction y . Puis deux estimations des pentes k_1 et k_2 à mi-pas $h/2$, et enfin, l'estimation finale k_4 à la fin de l'intervalle.

$$\begin{cases} k_1 = f(x_i, y_i) \\ k_2 = f(x_i + h/2, y_i + k_1/2) \\ k_3 = f(x_i + h/2, y_i + k_2/2) \\ k_4 = f(x_i + h, y_i + k_3) \end{cases} \quad (5.14)$$

y_{n+1} est calculé alors à partir de la valeur précédente y_n auquel s'additionne une moyenne des 4 pentes :

$$y_{n+1} = y_n + h(k_1/6 + k_2/3 + k_3/3 + k_4/6) \quad (5.15)$$

La figure 5.13 trace l'évolution temporelle du déplacement du tube sous contrôle actif estimée par la méthode d'intégration RK4 avec un pas de temps $5 \cdot 10^{-5}$ s et pour une durée de simulation d'une seconde. Le tube est soumis à un Dirac à l'instant $t_0 = 0$ s puis vibre librement pour les trois couples de gains identifiés dans la section précédente (5.6.1.). On note que les simulations temporelles confirment le bon placement des pôles identifiés auparavant dans le plan complexe (figure 5.12).

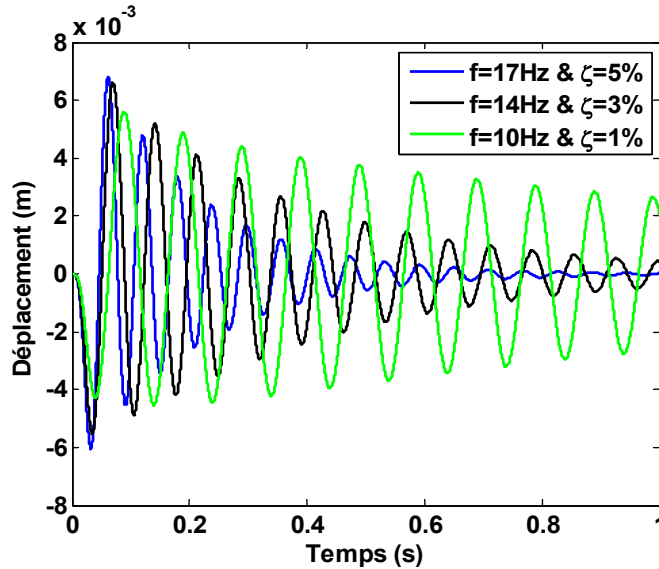


Fig.5.13 : Réponse temporelle du contrôle à gain fixe

5.6.3. Stabilité du contrôle à gain variable dans le temps

Après avoir vérifié que pour des gains fixes, les simulations temporelles du contrôle permettent de retrouver les pôles dans le plan complexe, il convient maintenant d'examiner la réaction du système face à un contrôle évolutif dans le temps. En d'autres termes, si les gains des contrôleurs évoluent dans le temps, est ce que le contrôle reste stable ou non et est-ce que la dynamique du système suit l'évolution attendue.

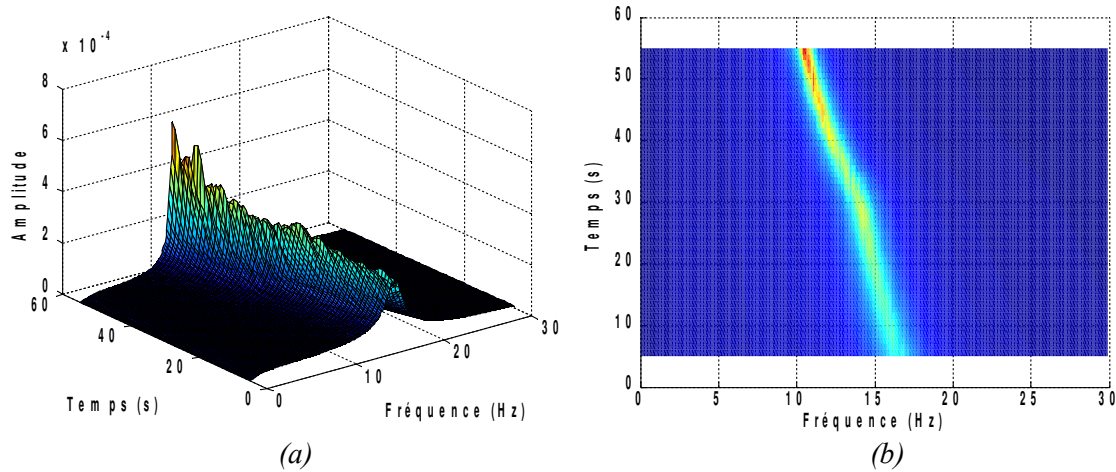


Fig.5.14 : Évolution de la réponse fréquentielle du système sous contrôle :
 (a) Vue en perspective (b) Vue de dessus

Pour cela, une simulation sur 40s est effectuée pour un placement de pôles évoluant linéairement entre les trois pôles P1, P2 et P3. La figure 5.14 présente l'évolution temporelle des FRF estimées à partir d'une fenêtre temporelle de 10 s glissante dans le temps avec un recouvrement de 9 s. L'ensemble de la réponse est moyenné sur 50 simulations de 40 s. Sur la figure 5.14-b-, on remarque que le système bouclé suit bien l'évolution de la fréquence prescrite par le contrôle. Au début de la simulation, la fréquence du mode est de 17Hz avec un pic bien amorti correspondant à un taux d'amortissement de 5%. Ensuite le couple de paramètres évolue quasi-linéairement entre les trois pôles jusqu'à la fréquence 10Hz avec un amortissement faible d'environ 1%. Cependant, comme le montre la figure 5.14-a-, l'amplitude du pic entre les trois pôles est bruitée. Ceci a un impact sur l'amortissement du système. Ces erreurs peuvent provenir du fait que le système est variable dans le temps (LTV). Pour mesurer l'impact de ces imprécisions sur le placement de pôle, on trace dans les figures 5.15 les pôles cibles et les pôles du système sous contrôle. La figure 5.15-a- montre que ces variations ont une influence faible sur le placement de pôle, et touchent principalement la partie réelle (comme le met en évidence le zoom de la figure 5.15-b-). La partie imaginaire quant à elle reste bien estimée ce qui explique le bon contrôle de la fréquence de la figure 5.14-b-. En ce qui concerne le placement des trois pôles de référence (représentés par des carreaux sur la figure 5.15-a-), l'estimation est très bonne.

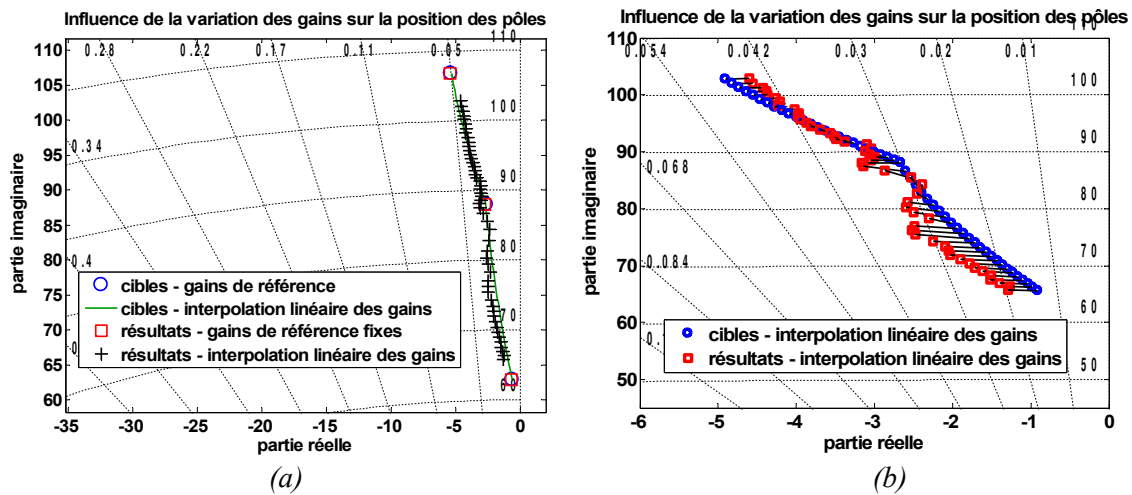


Fig.5.15 : Évolution des pôles du système sous contrôle

La figure 5.16 quantifie les erreurs relatives sur la phase et le module entre les pôles cibles et les pôles estimés numériquement. Les erreurs de phase restent inférieures à 0,5%, quant aux erreurs de module sont un peu plus élevées mais ne dépassent pas 2%. Bien que ces écarts sur le placement de pôle sont faibles, ils engendrent des erreurs importantes surtout pour de faibles valeurs d'amortissement. Comme le montre la figure 5.15-b-, un écart de 0,6% en amortissement constitue tout de même un biais de 20% pour un amortissement de référence à 3%. Ces imprécisions auront un impact inévitable sur la dynamique du tube comme on le verra dans le dernier chapitre. En dépit des efforts fournis pour réduire les erreurs relatives sur le placement de pôle ($<2\%$), cette tâche reste malgré tout très délicate et mériterait des études plus approfondies dans le futur.

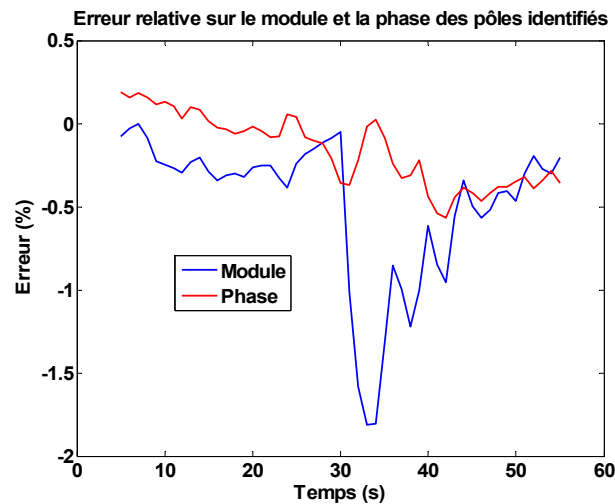


Fig.5.16 : Erreur relative sur le module et la phase des pôles

5.6.4. Robustesse du système asservi

L'étude suivante vise à quantifier les erreurs générées sur le placement de pôles face aux imprécisions liées à l'identification ou l'application des gains de contrôle dans une plage d'erreur de $\pm 5\%$.

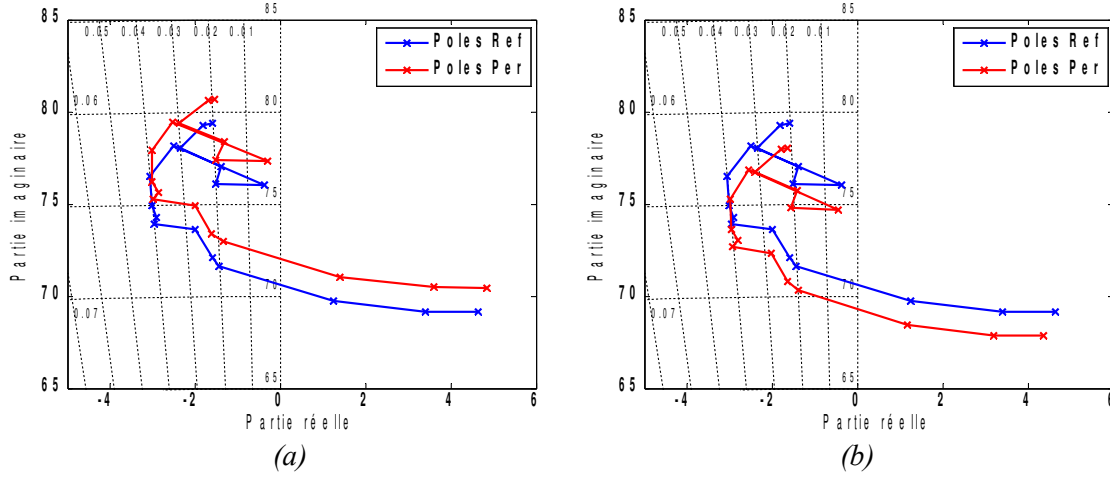


Fig.5.17: Robustesse du contrôle par rapport aux gains G_m

La figure 5.17 trace les pôles de référence et les pôles du système soumis à une perturbation de gain de contrôle en fréquence G_m de -5% (figure 5.17 -a-) et de $+5\%$ (figure 5.17-b-). On remarque tout d'abord qu'une erreur positive sur les gains G_m engendre un décalage des pôles vers le bas, dans le cas contraire, ils sont déplacés vers le haut. Cette conduite est prévisible car les axes iso-fréquences sont quasiment orthogonaux à l'axe imaginaire pour des amortissements faibles. On note aussi que face à ces perturbations symétriques, le système adopte une réponse asymétrique : les erreurs pour une variation négative sont un peu plus prononcées que celles pour une variation positive (Tab.5.2). Ceci provient du caractère non-linéaire de la formule reliant les gains aux fréquences. En revanche, l'évolution des pôles reste presque identique à celle du système non perturbé. Le tableau (Tab.5.2) présente les erreurs en amplitude et en phase entre les pôles d'origine et les pôles après perturbation pour chaque vitesse réduite V_r . Pour une perturbation de 5% sur les gains, on reste aux alentours de 2% en erreur sur la performance du contrôle. Pour les amortissements très faibles de $0,5\%$ pour $V_r=3,3$ par exemple, une erreur de -5% sur le gain de contrôle G_m réduit l'amortissement à $0,4\%$ environ. L'erreur relative est certes élevée pour ce cas (20%), mais l'erreur absolue reste faible ($0,1\%$).

V_r	- 5% perturbation gain G_m		+ 5% perturbation gain G_m	
	Erreur % module	Erreur % phase	Erreur % module	Erreur % phase
1,8	1.63	2.02	1.67	1.93
2,1	1.74	2.09	1.57	2.01
2,4	1.69	1.97	1.66	1.94
2,7	1.73	2.10	1.68	2.01
3	1.73	2.08	1.71	2.01
3,3	1.74	2.13	1.72	1.98
3,5	1.69	1.97	1.65	1.95
3,8	1.80	2.10	1.61	2.13
4,2	1.73	2.09	1.74	2.13
4,5	1.84	2.16	1.66	2.20
4,8	1.83	2.09	1.68	2.14
5,1	1.81	2.12	1.72	2.10
5,5	1.80	2.16	1.80	2.12
5,8	1.88	2.28	1.75	2.23
6,6	1.87	2.42	1.86	2.17
6,9	1.92	2.49	1.88	2.06
7,5	1.93	2.49	1.89	1.97

Tab.5.2: Robustesse en performance par rapport au contrôle en fréquence

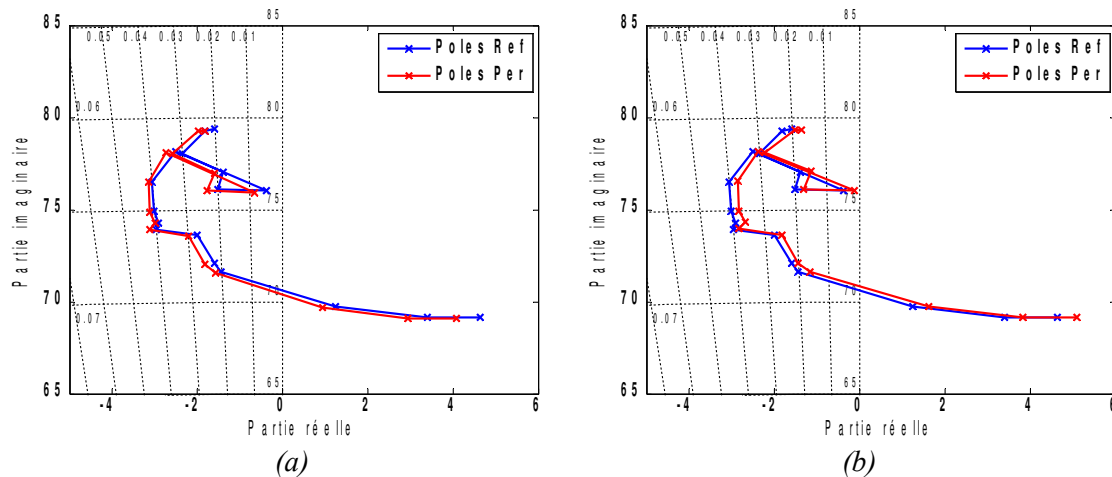


Fig.5.18 : Robustesse du contrôle par rapport aux gains G_a

De même, la figure 5.18 trace les performances du système contrôlé face aux imprécisions sur les gains G_a de contrôle en amortissement. Dans ce cas de figure, l'asymétrie entre une perturbation +5% et -5% est plus prononcée que dans le cas précédent. Le tableau (Tab.5.3) montre que la différence en phase peut aller jusqu'à 4%. Mais globalement en amplitude, les pôles sous perturbation restent au voisinage immédiat des pôles de référence. On remarque aussi que les pôles au voisinage de l'axe imaginaire sont sensibles à ces petites variations mais restent stables. Pour les

amortissements très faibles de 0,5% pour $V_r=3,3$ par exemple, une erreur de +5% sur le gain de contrôle G_a réduit l'amortissement à 0,15% environ. L'erreur relative est certes élevée pour ce cas (70%), cependant l'erreur absolue reste tout de même faible (0,35%). Cet aspect critique des pôles à très faible amortissement est inévitable quelque soit le type de contrôleur utilisé.

V_r	- 5% perturbation gain G_a		+ 5% perturbation gain G_a	
	Erreur % amplitude	Erreur % phase	Erreur % amplitude	Erreur % phase
1,8	0.31	0.44	0.28	3.91
2,1	0.18	0.04	0.38	3.67
2,4	0.31	0.28	0.16	3.90
2,7	0.28	0.32	0.33	3.95
3	0.32	0.35	0.26	4.07
3,3	0.38	0.31	0.35	4.06
3,5	0.29	0.27	0.16	3.88
3,8	0.11	0.16	0.28	3.70
4,2	0.18	0.64	0.21	4.08
4,5	0.10	0.10	0.29	3.84
4,8	0.19	0.02	0.18	3.75
5,1	0.27	0.21	0.22	4.00
5,5	0.33	0.38	0.21	4.35
5,8	0.20	0.24	0.37	4.16
6,6	0.43	0.37	0.53	4.48
6,9	0.63	0.22	0.64	4.48
7,5	0.78	0.16	0.67	4.47

Tab.5.3: Robustesse en performance par rapport au contrôle en amortissement

En somme, les deux contrôleurs sont assez robustes face aux perturbations qui peuvent intervenir au niveau des gains de contrôle. Les erreurs restent inférieures à 2% dans les deux cas pour une incertitude de 5% sur les gains. Les tableaux (Tab.5.2&5.3) montrent par ailleurs que le contrôle en amortissement est plus robuste que le contrôle en fréquence : les erreurs en amplitude sont inférieures à 1%. Cette caractéristique est cruciale pour assurer la stabilité des pôles de très faible amortissement comme ceux au voisinage du détachement tourbillonnaire.

5.7. Simulation de la chaîne de contrôle avec choc

Il a été constaté, dans de nombreuses recherches, qu'un tube instable sous écoulement transverse peut se stabiliser sous les chocs, dans le sens où les cycles limites sont bornés [19, 35]. Antunes *et al.* [1] se sont intéressés au phénomène stabilisateur des chocs, en mettant en place un système de contrôle actif simple de type DVF (force de rétroaction proportionnelle à la vitesse mesurée) pour rendre le tube artificiellement instable. Pour chaque valeur négative du taux

d'amortissement, ils ont étudié l'évolution des efforts de choc et la dynamique du tube en régime permanent. Ces travaux ont montré que la fréquence de vibration du premier mode augmente au fur et à mesure que le système est instable. Pour des valeurs très négatives de l'amortissement (de l'ordre de -16%), le système bascule vers un autre régime vibratoire correspondant à celui d'une poutre encastree-appuyée. Les travaux de recherche ont permis de décrire qualitativement l'effet stabilisateur des chocs, comme étant dû à une dépendance de la fréquence des vibrations du tube. Quand cette dernière augmente à cause des impacts, le système non-linéaire (tube+butées) se stabilise en dissipant l'énergie sur les hautes fréquences. L'objectif des travaux ne visait pas la modélisation des efforts fluides-élastiques, mais seulement l'étude du couplage entre l'instabilité et les chocs. En outre, le contrôle en amortissement était indépendant de la dynamique du tube. Ces travaux ne permettent pas de comprendre l'évolution des efforts de couplage fluide-élastique vis-à-vis des chocs.

La section (5.4.) a présenté une technique de contrôle actif qui reproduit la contribution modale des efforts fluides-élastiques dans un régime linéaire (sans les butées). Puis elle a été validée dans le domaine temporel dans la section (5.6.). Cette technique se base sur des paramètres modaux déterminés sous un régime harmonique permanent. L'étape suivante consiste, en plus du contrôle actif des forces fluides-élastiques, à placer deux butées latérales à mi-hauteur de tube afin de reproduire les chocs. Ce cas non-linéaire s'approche de la configuration réelle des tubes de générateur de vapeur. En outre, il permet d'étudier l'effet conjugué des non-linéarités localisées et des efforts fluides-élastiques sur la dynamique du tube.

Dans un premier temps, une étude sera menée pour bien estimer la fréquence apparente. Ensuite, on abordera les résultats numériques des simulations de la chaîne de contrôle. Ce modèle numérique simule les chocs, l'effort fluide-élastique et la dépendance de ce dernier vis-à-vis de la fréquence apparente. Enfin, on illustrera le phénomène stabilisateur des chocs.

5.7.1. Le fenêtrage de la fréquence apparente

La méthode de Rice est une méthode d'estimation statistique de la fréquence apparente d'un échantillon de signal. Cet échantillon se définit à partir de la largeur d'une fenêtre temporelle glissante τ (4.5) qui s'actualise à chaque pas de calcul. La largeur de cette fenêtre influe directement sur l'estimation de la fréquence apparente du signal. Pour une fenêtre très large, on obtient une estimation précise de la fréquence mais avec un retard qui dénie son caractère instantané. D'un autre côté, une fenêtre très courte, certes donne une valeur quasi-immédiate de la fréquence, mais l'estimation risque d'être biaisée par le nombre insuffisant d'informations contenues dans l'échantillon. Face à ce problème, on est amené à faire un compromis entre la rapidité et la précision de la fréquence estimée.

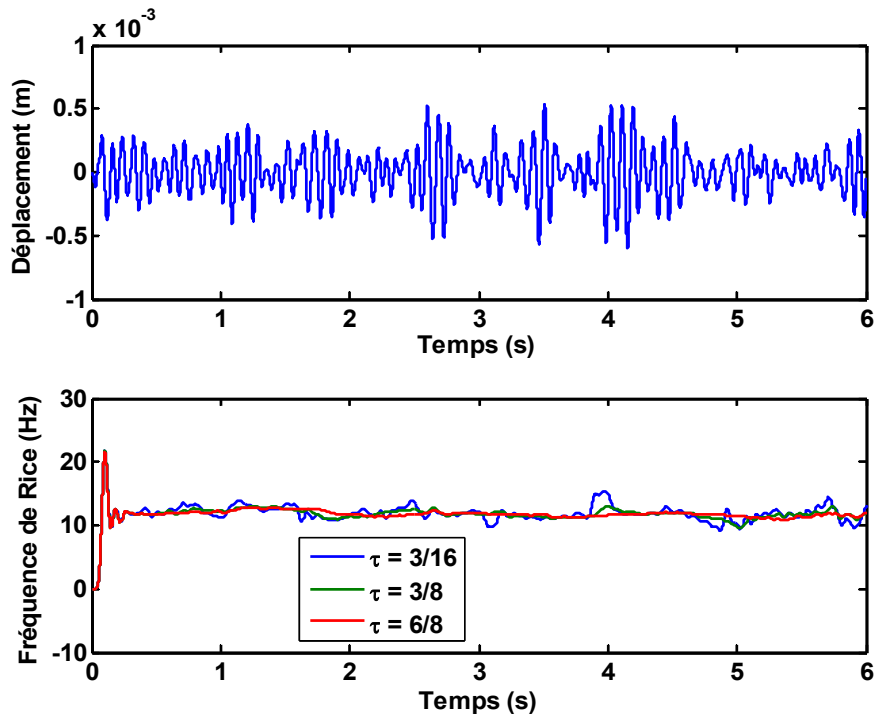


Fig.5.19 : estimation de la fréquence pour différentes valeurs de τ ($V_r=4,8$)

La figure 5.19 présente le déplacement et la fréquence de Rice estimée pour le cas du tube sous une vitesse d'écoulement réduite de 4,8 avec trois différentes largeurs de fenêtrage τ ($3/16$ s, $3/8$ s et $3/4$ s). Tout au début de la simulation ($<0,2$ s), l'estimation de la fréquence est biaisée, pour les trois largeurs de fenêtre, à cause de la causalité du problème : le déplacement et la vitesse du tube sont indisponibles pour des valeurs <0 s. Ce phénomène est inévitable et on veillera à ne pas le prendre en compte dans le traitement des résultats. On note aussi que le système est robuste malgré ces variations indésirables, ce qui facilite la mise en place expérimentale. Pour le reste de la simulation ($>0,2$ s), on remarque que pour la même dynamique du tube, les estimations de la fréquence apparente diffèrent légèrement selon la largeur du fenêtrage choisie. Dans l'idéal, la fréquence estimée devrait être égale à la fréquence du premier mode (i.e 11,77Hz) car le tube est sous une excitation de type bruit blanc de bande fréquentielle où seul le premier mode est excité (bande passante jusqu'à 40Hz, avec un deuxième mode à 300Hz environ).

Pour une valeur de τ petite ($=3/16$ s), l'estimation de la fréquence s'effectue à partir d'un échantillon temporel très court au voisinage de l'instant considéré. Cependant, on remarque que la fréquence fluctue considérablement (entre 9Hz et 15Hz) autour de la fréquence du premier mode. Cette imprécision est gênante surtout lors du contrôle, car la fréquence apparente définit la réaction de l'effort fluide élastique sur le tube.

Pour une largeur de fenêtrage τ grande ($=6/8$ s), la fréquence est estimée avec une très bonne précision tout au long de la simulation. Ceci est dû au fait qu'on dispose de suffisamment d'information sur la dynamique du tube (environ 8 oscillations) pour estimer correctement la fréquence. En revanche, la notion de fréquence instantanée est perdue, à cause du retard cumulé provenant de la largeur du fenêtrage.

Finalement, notre choix s'est porté sur une valeur moyenne de $\tau=3/8$ s, cette valeur fournit un bon compromis entre la précision (4 oscillations par fenêtre) et l'instantanéité de l'estimation comme le montre la figure 5.19.

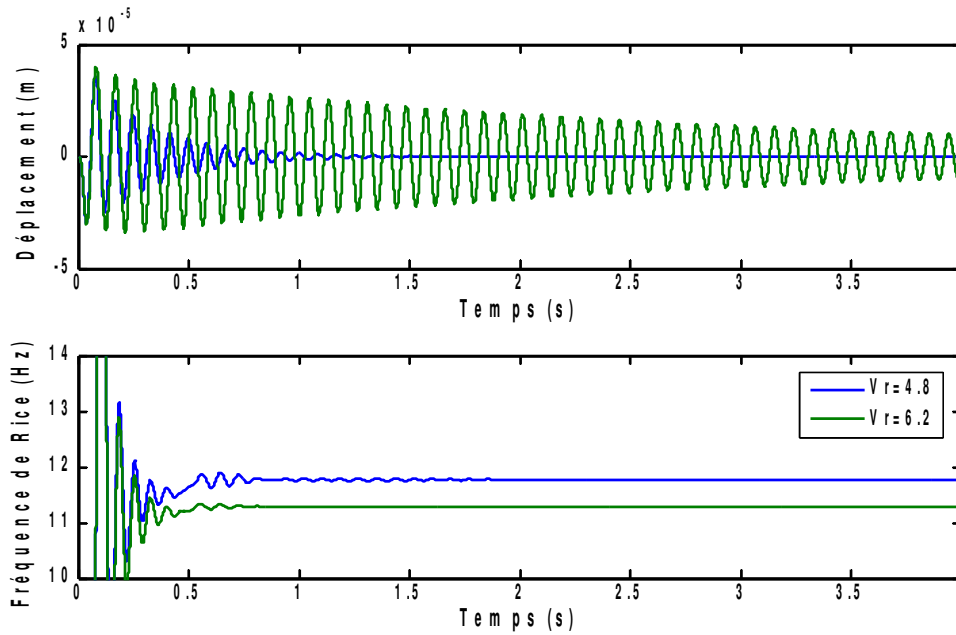


Fig.5.20 : Estimation de la fréquence en fonction de la vitesse réduite

Pour mesurer la qualité des estimations correspondant à un fenêtrage de $\tau=3/8$ s, la figure 5.20 donne la réponse temporelle et l'estimation de fréquences apparentes du tube soumis à un impact pour deux configurations : la première correspond à un système stable ($V_r=4,8$ avec $f_1=11,77$ Hz et $\zeta_1=4\%$) et la deuxième à un système près de la limite d'instabilité ($V_r=6,2$ avec $f_1=11,25$ Hz et $\zeta_1=0,2\%$). On remarque que les estimations de la fréquence sont précises avec une erreur quasi-nulle pour le cas amorti et avec une erreur inférieure à 0,3% pour le cas moins amorti.

5.7.2. Simulations numériques en présence de choc

Les calculs pour simuler la chaîne de contrôle sont des calculs temporels non-linéaires du système couplé tube/contrôle actif, incluant l'excitation turbulente appliquée au niveau de la lame, les contrôleurs précédemment présentés pour reproduire la contribution modale des forces fluides-élastiques sur le tube, et enfin, les butées de chocs modélisées par des raideurs.

Au cours de la simulation, une estimation de la fréquence apparente est calculée à chaque pas de temps sur une fenêtre glissante de la largeur $\tau=3/8$ s (4.5). La valeur de la fréquence obtenue permet de déduire la vitesse réduite à partir de la relation (4.4) (la vitesse V est une donnée d'entrée). Cette dernière correspond à un couple de gain de contrôle pilotant les contrôleurs d'amortissement et de fréquence. La somme des signaux de chaque contrôleur donne le signal de commande contenant l'information modale de l'effort fluide-élastique et sera injectée via l'actionneur à la structure.

Dans cette section, on analysera trois exemples de simulation numérique correspondant à trois niveaux d'excitation choisis *arbitrairement*, à savoir :

- Une vitesse d'écoulement permanent $V=1$ m/s, (correspondant à un gain d'excitation : 2). Le système est loin de la vitesse critique d'instabilité (voir *figure 5.21*) (amortissement modal de 2% et fréquence modale de 12,4Hz).
- Une vitesse d'écoulement permanent $V=1,7$ m/s, (correspondant à un gain d'excitation : 5). Le système, dans ce cas de figure, est toujours stable linéairement (i.e sans les butées) atteignant son maximum d'amortissement (4%).
- Une vitesse d'écoulement permanent $V=2,5$ m/s, (correspondant à un gain d'excitation : 7). Le système linéaire (sans butées) est instable sous couplage fluide-élastique avec un amortissement négatif -6,5% (*figure 5.23*).

Ces simulations prennent en compte la totalité du problème, incluant l'effort fluide-élastique injecté par le contrôle actif, l'excitation turbulente et les forces non-linéaires de type choc. Les calculs sont effectués sous Simulink pour une durée de simulation de 60s (pas de temps de $5 \cdot 10^{-5}$ s). Le jeu entre le tube et les butées dans ces exemples est fixé à 0,5mm, la raideur de ces dernières est égale à $3 \cdot 10^4$ N/m, correspondant à celle d'un élastomère précédemment identifié (4.3.2.).

La première ligne des figures (*figure 5.21,5.22&5.23*) trace les déplacements de l'extrémité libre du tube en fonction du temps, la deuxième ligne présente une estimation des efforts de chocs à mi-hauteur du tube pour les deux butées et enfin, la troisième ligne donne les variations instantanées de la vitesse réduite.

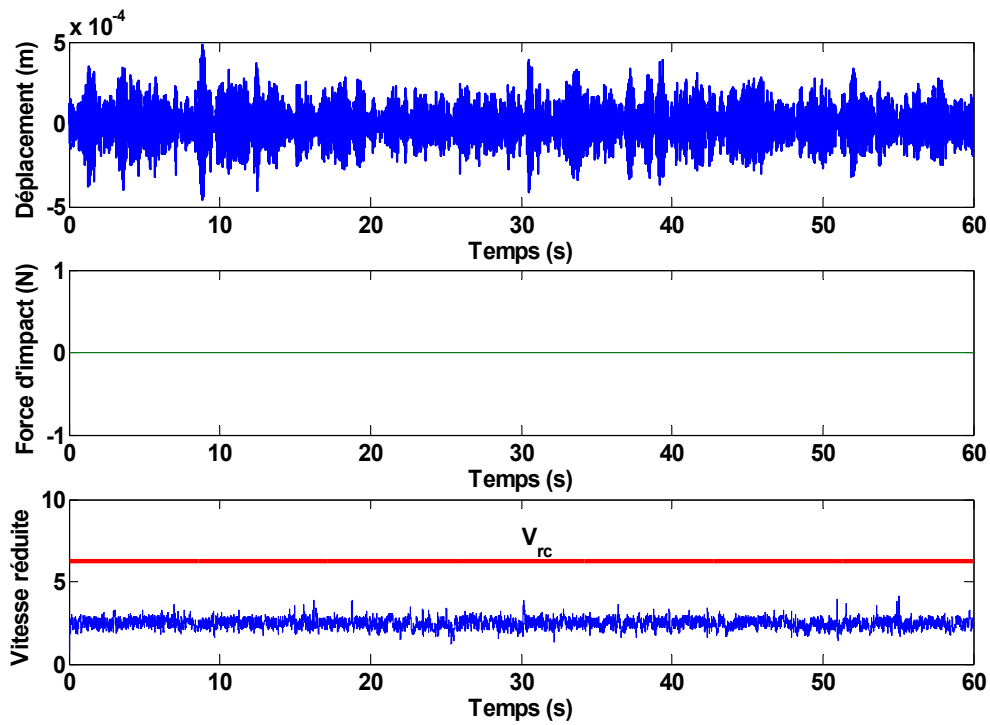


Fig.5.21 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=1\text{m/s}$, $G=2$ & $j=0.5\text{mm}$)

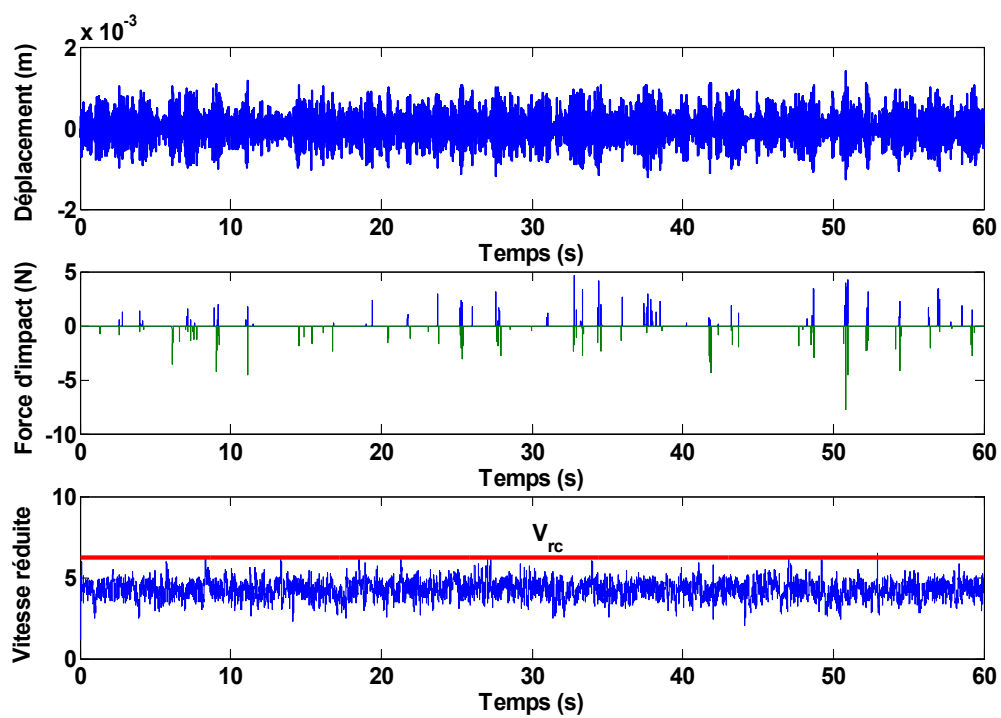


Fig.5.22 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=1.7\text{m/s}$, $G=5$ & $j=0.5\text{mm}$)

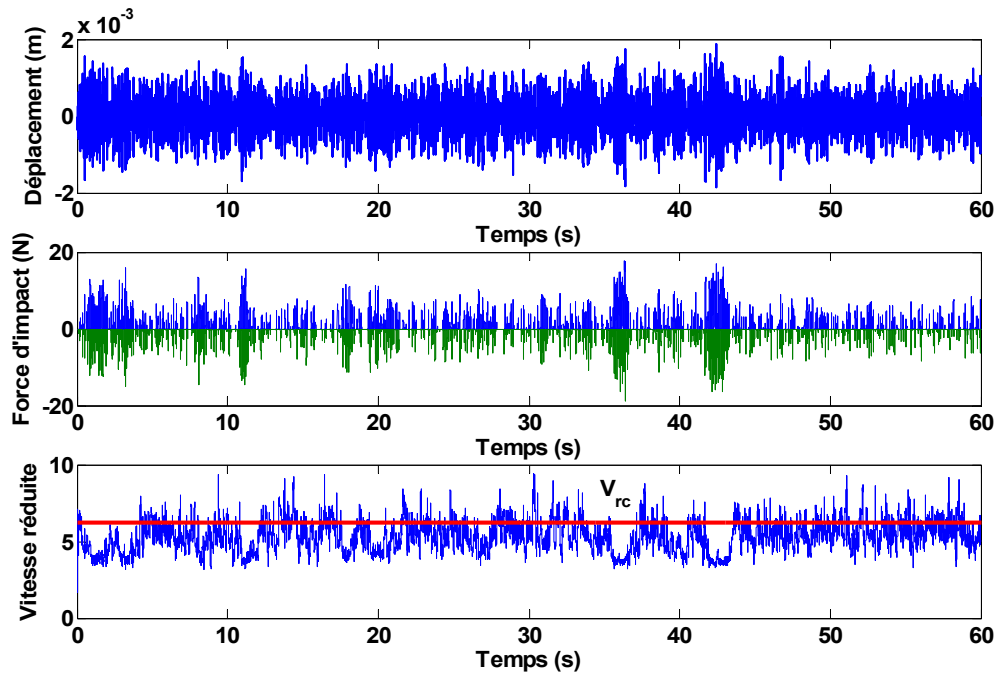


Fig.5.23 : Simulation numérique chocs & fluide-élastique ($V=2,5\text{m/s}$, $G=7$ & $j=0,5\text{mm}$)

Les déplacements du tube sous un niveau d'excitation faible ($V=1\text{m/s}$) ne dépassent pas le jeu pour occasionner des chocs (figure 5.21). Le régime des vibrations du tube est donc linéaire, soumis à une excitation turbulente et au couplage fluide-élastique introduit par le contrôle actif. Avec cette configuration de gain et de vitesse, la vitesse réduite, estimée à travers la relation (6.1), reste quasiment constant et inférieure à la vitesse réduite critique avant départ en instabilité (ligne rouge (figure 5.21)), par conséquent le système couplé est stable car l'amortissement demeure positif durant tout le processus.

Les deux configurations suivantes (figure 5.22 & 5.23), associées aux vitesses $V=1,7\text{m/s}$ et $V=2,5\text{m/s}$ respectivement, donnent naissance aux chocs. Ceci est dû, d'une part à la puissance de l'excitation turbulente, et d'autre part, aux efforts de couplage fluide-élastique. Au fur et à mesure que la vitesse d'écoulement augmente, l'amortissement du système équivalent en régime linéaire diminue. Ceci a pour effet d'amplifier les amplitudes vibratoires et d'occasionner des impacts de plus en plus forts, engendrant ainsi des fluctuations importantes de la vitesse réduite, qui peut dépasser la valeur critique de stabilité. Cependant, on constate que même si le tube devient instable par moments, les non-linéarités des chocs rendent le système vibro-impactant stable. La section suivante illustre cette dernière remarque. De plus, les déplacements calculés restent bornés à environ $\pm 1\text{mm}$, le double du jeu des butées localisées à mi-hauteur du tube ($0,5\text{mm}$). Ceci est dû principalement à la réponse prépondérante du premier mode poutre de flexion qui répond aux excitations fluides-élastiques.

5.7.3. La synergie entre l'effort fluide-élastique & les chocs

Dans la pratique, il existe différents mécanismes influençant la stabilité du système sous chocs. Dans cette étude, on s'intéresse particulièrement à l'effet de la fréquence de vibration de tube sur l'amortissement du système couplé.

Dans la section précédente, on a constaté que les chocs avaient tendance à stabiliser un système linéairement instable. Dans cette partie, on prend l'exemple d'un système qui normalement est instable en régime linéaire (amortissement modal -6,5%), ce qui correspond à une vitesse d'écoulement de 2,5m/s.

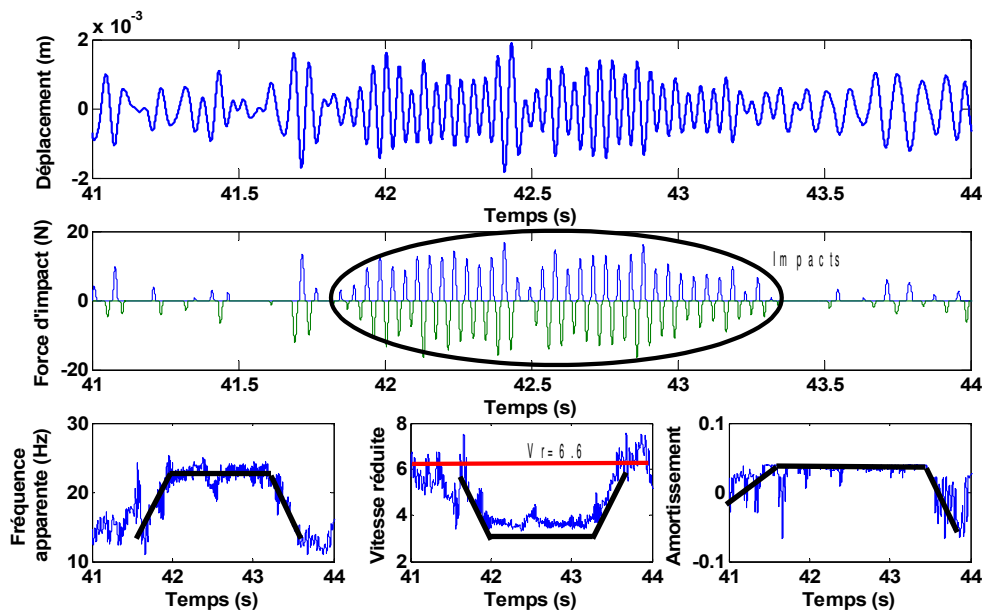


Fig.5.24 : Effet stabilisateur des chocs simulation sous contrôle actif ($V=2,1\text{m/s}$, $G=6$ & $j=1\text{mm}$)

Les deux premiers graphes de la figure 5.24 sont un agrandissement des déplacements et forces de choc des résultats de la figure 5.23 entre 41 s et 44 s. La dernière ligne de la figure 5.24 présente, en allant de gauche à droite, les évolutions temporelles de la fréquence apparente, de la vitesse réduite et de l'amortissement linéaire équivalent du système couplé (dédit à partir du graphe (figure 4.3)). En analysant la figure ci-dessus, on remarquera que les amplitudes des chocs sont faibles et correspondent à une fréquence apparente basse, qui fluctue autour de la fréquence modale du tube en eau ($\approx 12,6\text{Hz}$). À ce niveau de fréquence, la vitesse réduite est proche de la valeur critique de l'instabilité pouvant même la dépasser par moments rendant le tube instable.

Il s'ensuit une vague de chocs causant une augmentation de la fréquence apparente des vibrations du tube par l'ajout de raideur de choc (la partie encerclée sur le graphe). En revanche, la vitesse réduite décroît en s'éloignant de la vitesse critique d'instabilité, car elle est inversement proportionnelle à la fréquence apparente, amenant ainsi le système d'un état instable à un état stable amorti.

Cependant, l'effet de cette stabilité vient un peu en retard, car il faut un certain temps pour dissiper le surplus d'énergie reçu lors de la phase instable. Comme la figure 5.24 le montre, l'amortissement linéaire équivalent stagne autour de sa valeur maximale, et crée une dissipation d'énergie importante. À la fin de ce processus, le système se re-stabilise avec des amplitudes de chocs moins prononcées voire absentes. La figure 5.25 résume ce processus de stabilisation.

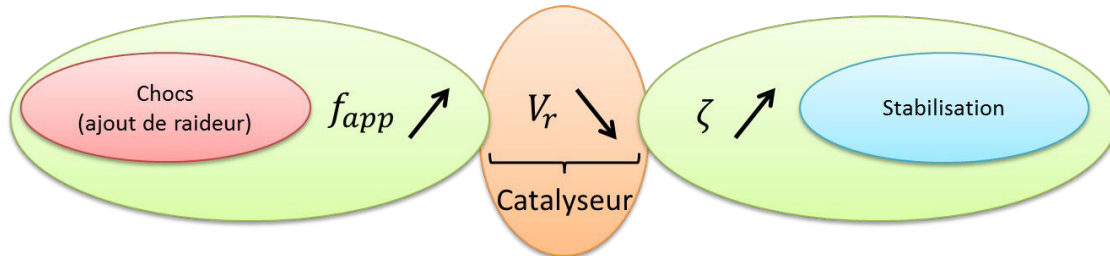


Fig.5.25 : Processus de stabilisation

Finalement, ce mécanisme de stabilisation se manifeste à travers des bouffées de chocs accompagnées par des chutes et des montées de la vitesse réduite laissant le système migrer entre deux états : instable dans le cas linéaire et stable dans le cas du système à chocs. Ces variations sont représentées par la courbe noire (figure 5.24), reflétant les tendances des trois paramètres : fréquence apparente, vitesse réduite et amortissement équivalent.

6. Identification et modélisation des éléments du système pour le contrôle

La mise en place du contrôle actif expérimental nécessite une identification fine de chaque élément de la chaîne de contrôle. Cette étape est cruciale pour la détermination exacte des gains de contrôle. Ce chapitre est dédié à la caractérisation de la maquette ainsi qu'à tous les éléments impliqués dans le système de contrôle actif.

6.1. Recalage et modèle d'état de structure flexible

Pour être compatible avec l'ensemble du modèle Simulink de la boucle de contrôle, un modèle d'état du tube a été construit. Afin de s'affranchir au maximum des petites imperfections du modèle numérique, on a fait le choix de construire un modèle d'état modal sur la base des identifications réalisées sur le tube avec un marteau de choc. Ce modèle modal ne prend en compte que les trois premiers modes du tube dans la direction de portance, soit les modes 1, 3 et 6 du modèle numérique de référence et compte 3 entrées d'excitations et 3 sorties d'observations (*figure 6.1*), soit un système complet de 9 FRF.

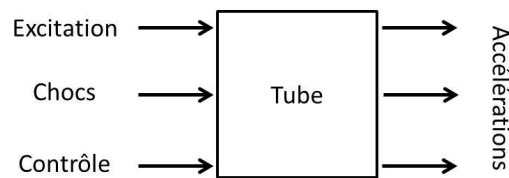


Fig.6.1 : Modèle d'état du tube

Les points d'entrées/sorties sont situés : au point d'excitation sur la lame, à mi-hauteur du tube pour les chocs et à l'extrémité libre du tube pour le contrôle actif. En conséquence, pour chaque point on dispose de trois fonctions de transfert dont une est colocalisée et les deux autres sont non-colocalisées qui correspondent aux effets d'interaction dynamique entre le point d'excitation et les points d'observation. Pour adapter le modèle numérique à celui de l'expérimentation, nous avons choisi d'observer les accélérations.

La figure 6.2 présente, pour les fonctions de transfert colocalisées, les résultats de mesures et de simulations utilisant le modèle d'état construit. Les erreurs entre les FRF synthétisées à partir du modèle d'état et les mesures sont tracées en rouge.

Globalement, on note une très bonne qualité de reconstruction par le modèle d'état sur l'ensemble de la bande de fréquence [0 – 1kHz] avec une erreur relative en amplitude entre le modèle et la mesure de l'ordre de 1% et n'excédant pas, au pire des cas, 2 % au niveau des résonances.

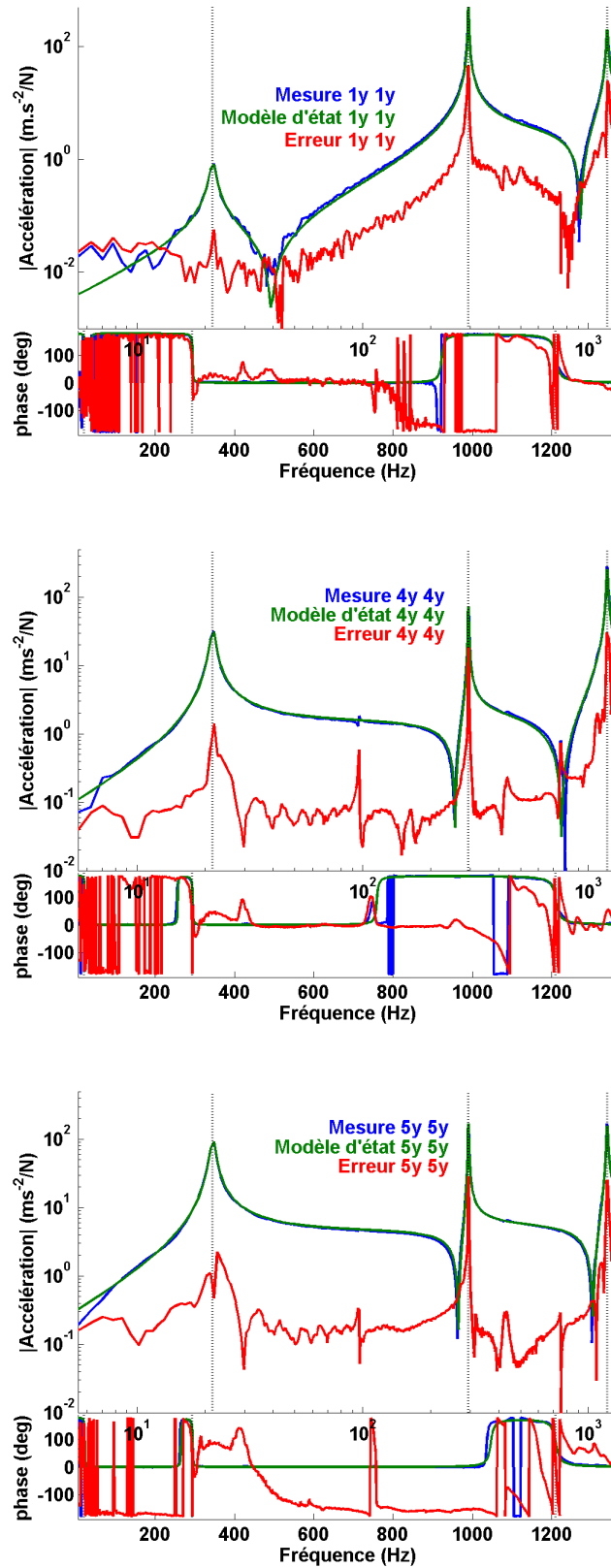


Fig.6.2 : Qualité du modèle d'état construit. Le point 1 correspond à l'endroit où l'effort turbulent est appliqué, le point 4 à la zone de choc, et le point 5 à celui où est connectée la bobine de contrôle simulant l'effort fluide élastique.

Les figures suivantes (figure 6.3 à 6.8), présentent les 6 fonctions de transfert mesurées et identifiées sur les 9 FRF du système.

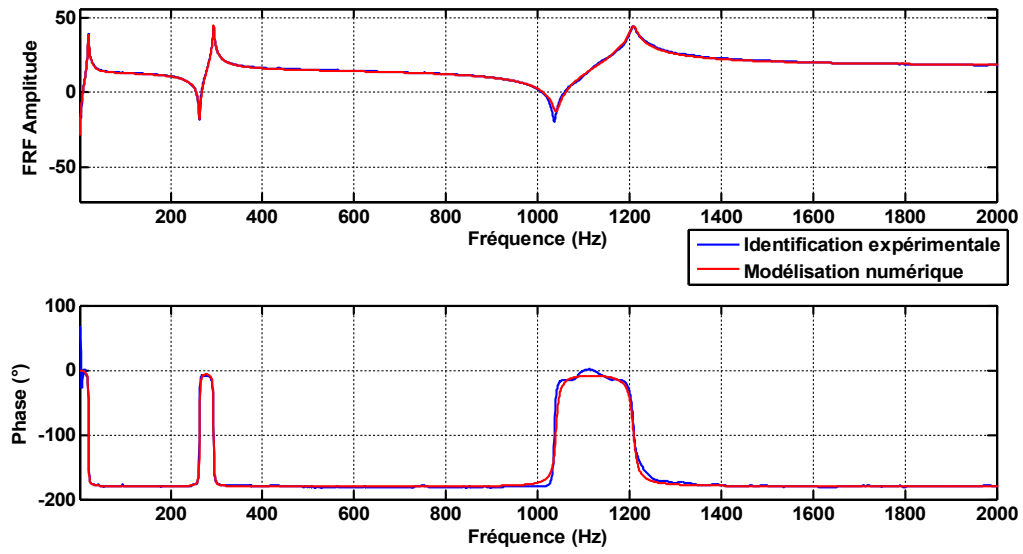


Fig.6.3 : Identification du tube (Point 5/Point 5)

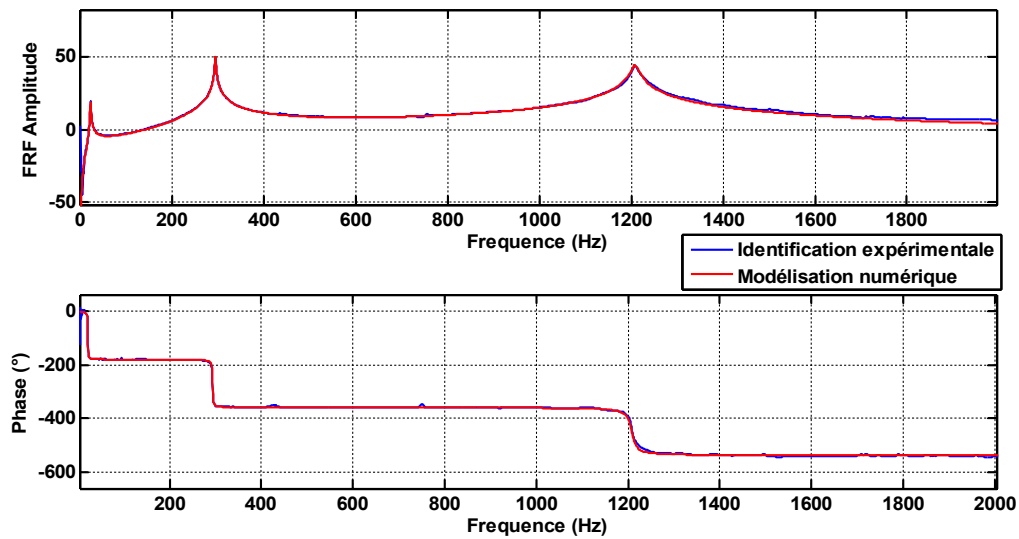


Fig.6.4 : Identification du tube (Point 1/Point 5)

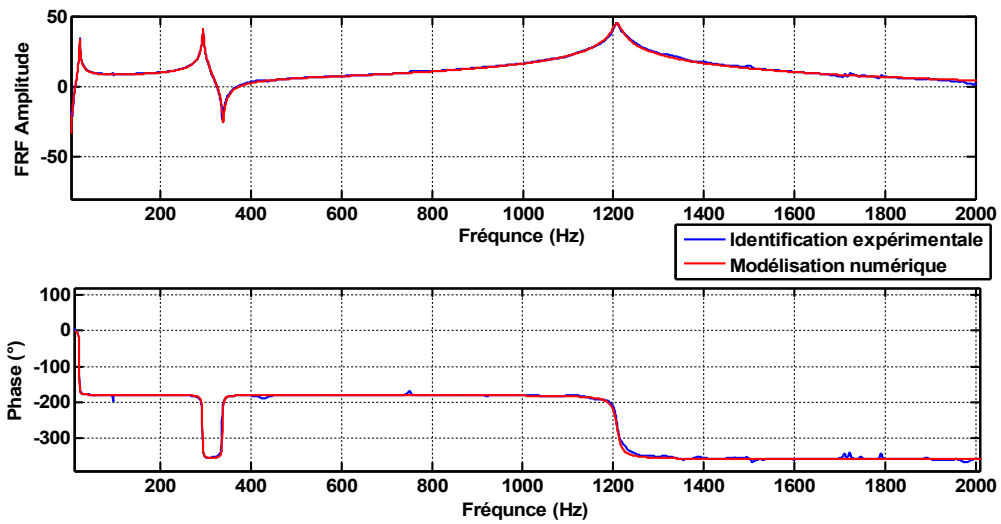


Fig.6.5 : Identification du tube (Point 4/Point 5)

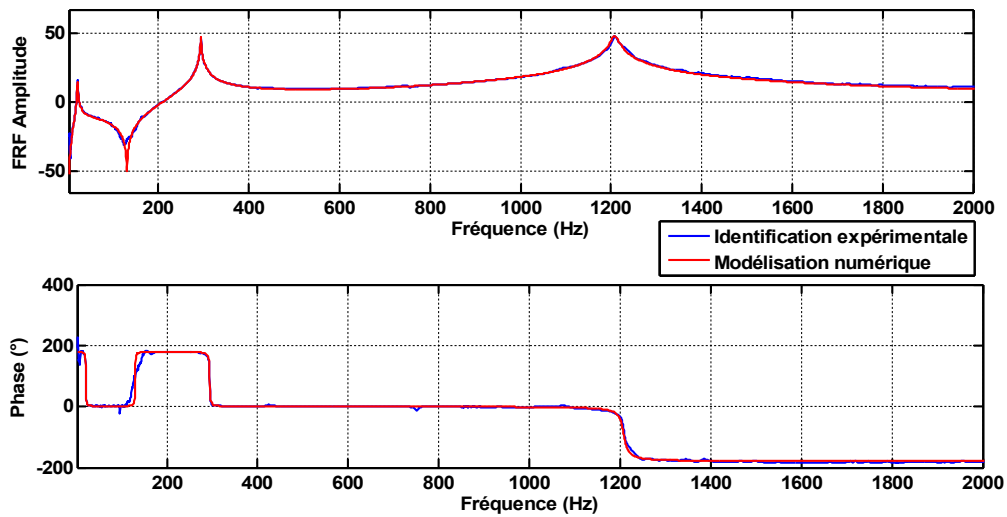


Fig.6.6 : Identification du tube (Point 1/Point 4)

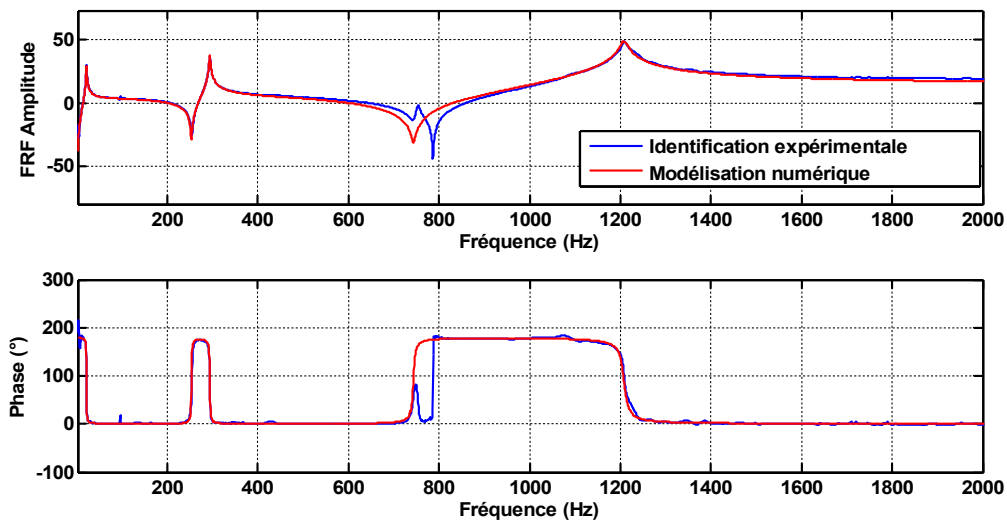


Fig.6.7 : Identification du tube (Point 4/Point 4)

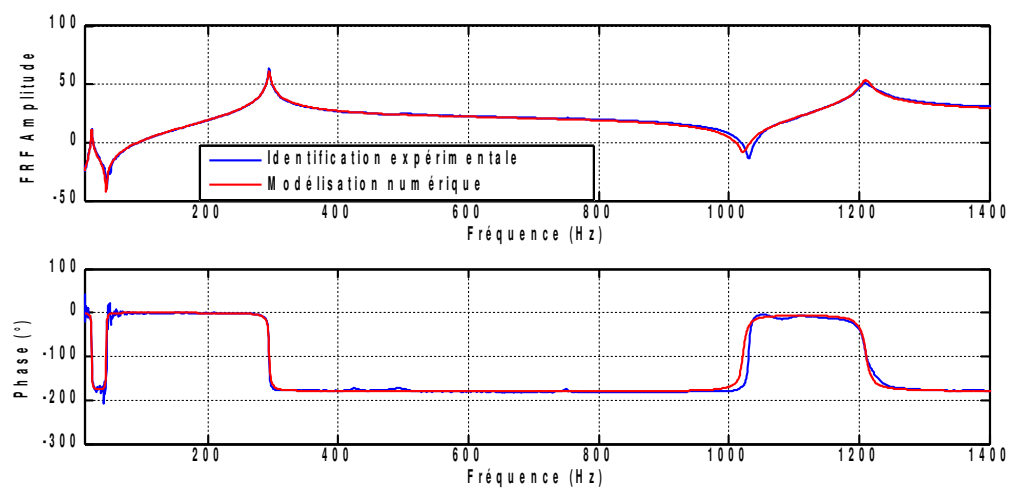


Fig.6.8 : Identification du tube (Point 1/Point 1)

6.2. Influence des termes de correction statique

En toute rigueur, le modèle d'état construit devrait contenir les termes de correction statique associés aux zones d'application des efforts, en plus des trois modes dynamiques retenus. Ces termes permettent d'obtenir un comportement correct en quasi statique. Cependant, compte tenu de la géométrie de la structure et de la forme des modes, il apparaît que les trois termes de correction statique (associés aux points d'application des efforts turbulents, des chocs et de l'effort fluide élastique) sont très fortement colinéaires au premier mode de la structure. À titre d'illustration, on présente dans la figure 6.9 le premier mode et le terme de correction statique associé à l'effort turbulent.

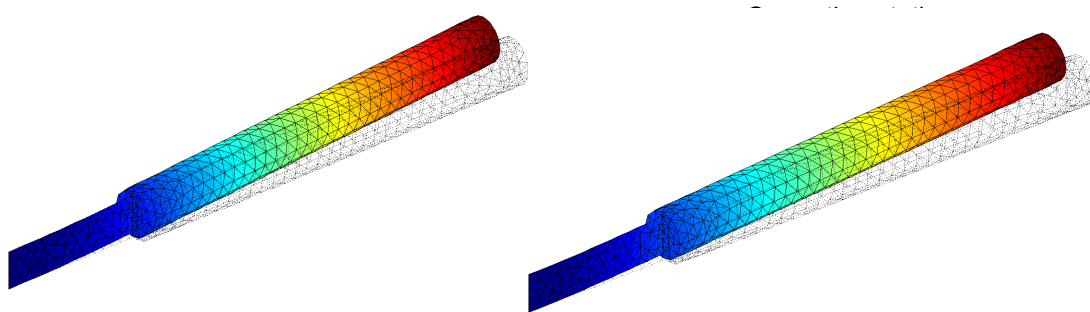


Fig.6.9 : Déformées du premier mode et de la réponse du tube à un effort appliqué au point d'injection des efforts turbulents

Plus précisément, si l'on détermine la contribution des 20 premiers modes dans les différents termes de correction statique à l'aide d'un outil tel que le MAC, pondéré par la masse du modèle E.F. du tube, on constate que la déformée du premier mode représente au minimum 99,9 % de la déformée de chacun des termes de correction statique, comme l'illustre la figure 6.10. En dehors du premier mode, on note également que les deux contributions les plus importantes sont dues aux modes 3 et 6, qui correspondent aux 2ème et 3ème modes de flexion dans la direction de portance. Ces deux modes ont été introduits dans le modèle d'état du tube, ce qui permet d'affirmer que les termes de correction statique, a priori nécessaires pour la construction d'un modèle représentatif, sont déjà représentés. En effet, ces corrections statiques se projettent quasi-complètement sur les trois premiers modes de flexion dans la direction de portance.

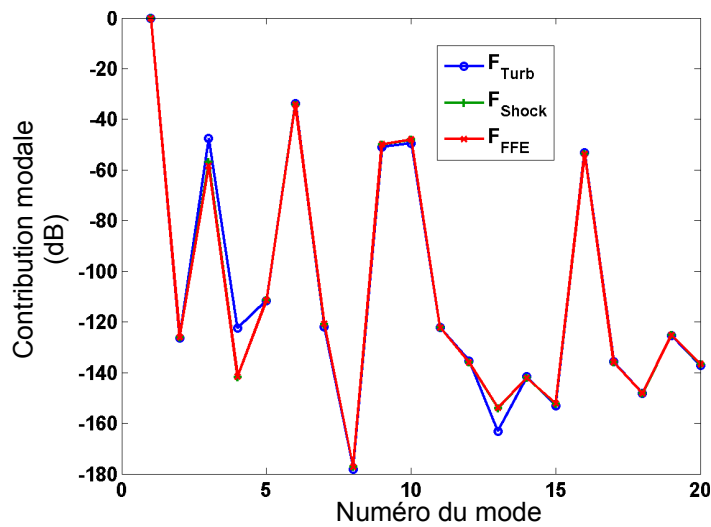


Fig.6.10 : Contribution des 20 premiers modes dans les termes de réponse statique aux différents efforts

6.3. Identification et modélisation des éléments de la chaîne de contrôle

La chaîne de contrôle est constituée principalement de cinq éléments (*figure 6.11*): le capteur accéléromètre, le conditionneur de charge, le système de contrôle (carte électronique dSpace), l'amplificateur de puissance et l'actionneur de type bobine électromagnétique sans contact.

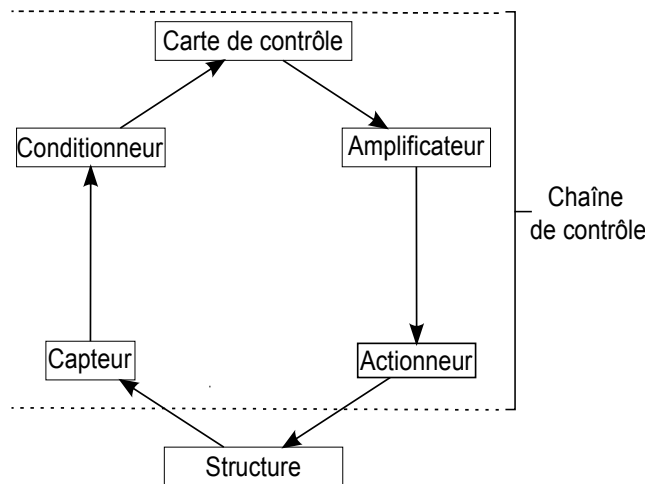


Fig.6.11 : Chaîne de contrôle

Chaque élément a été identifié et modélisé avec soin, à l'exception du capteur qui est déjà étalonné par le constructeur et dont on a vérifié que la fonction de transfert, dans la gamme de fréquences d'intérêt, était analogue à celle d'un gain pur. En ce qui concerne la carte de contrôle numérique (Real Time Interface), elle est *supposée* parfaite car sa fréquence d'échantillonnage est très élevée par rapport à la fréquence du premier mode.

6.3.1. Capteurs accéléromètres et amplificateur

Le capteur accéléromètre a été étalonné par le constructeur. Sa fonction de transfert, dans la gamme de fréquences d'intérêt, est analogue à celle d'un gain pur. En ce qui concerne l'amplificateur de puissance, il est modélisé par un gain parfait de valeur réglable. Sur toute la plage fréquentielle d'étude des trois modes aucune variation ou retard significatif de la phase n'a été observé.

6.3.2. Conditionneur de charge

L'identification du conditionneur (type B&K 2635) s'est effectuée en injectant un bruit blanc de charge à l'entrée du dispositif et en mesurant la tension à la sortie de celui-ci. Trois fonctions de transfert ont été identifiées pour les trois configurations possibles du conditionneur (mesure d'accélération, vitesse et déplacement). Pour le premier cas, le conditionneur joue le rôle d'un amplificateur avec une conversion de la grandeur de mesure (d'une charge vers une tension). Pour la deuxième et la troisième configuration, le conditionneur applique un filtre analogique et intègre le signal d'accélération pour remonter à la vitesse puis au déplacement. Ces filtres sont interpolés par un produit de filtres de Butterworth [37] passe haut et passe bas, avec des ajustements minutieux des fréquences de coupure. Les figures 6.12, 6.13&6.14 confirment la bonne qualité de l'identification pour les différentes configurations. On remarque que le conditionneur a tendance à introduire un retard de phase pour les hautes fréquences. On a veillé à modéliser ce phénomène sur toute la plage d'étude, comme le montre la courbe rouge. Dans sa configuration de mesure de déplacement, le conditionneur atteint ses limites en précision en phase (*figure 6.14*).

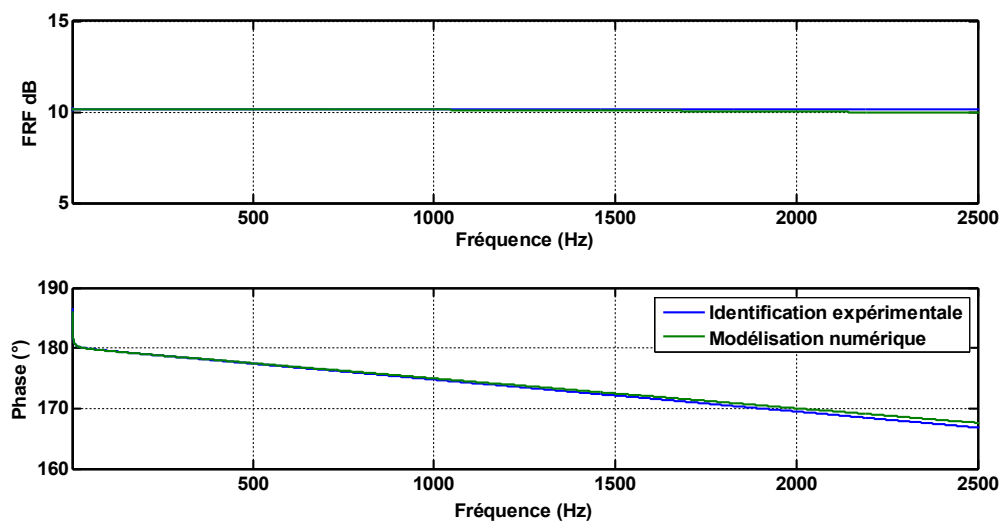


Fig.6.12 : Identification du conditionneur (config. Accélération)

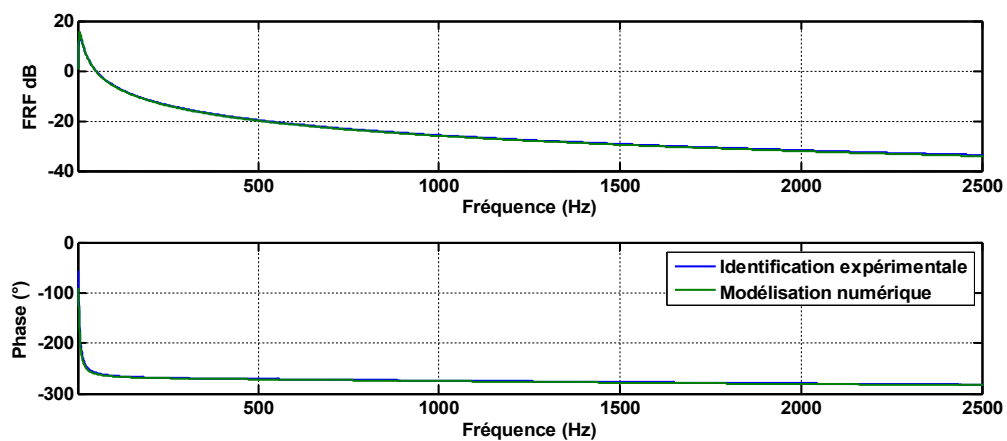


Fig.6.13 : Identification du conditionneur (config. Vitesse)

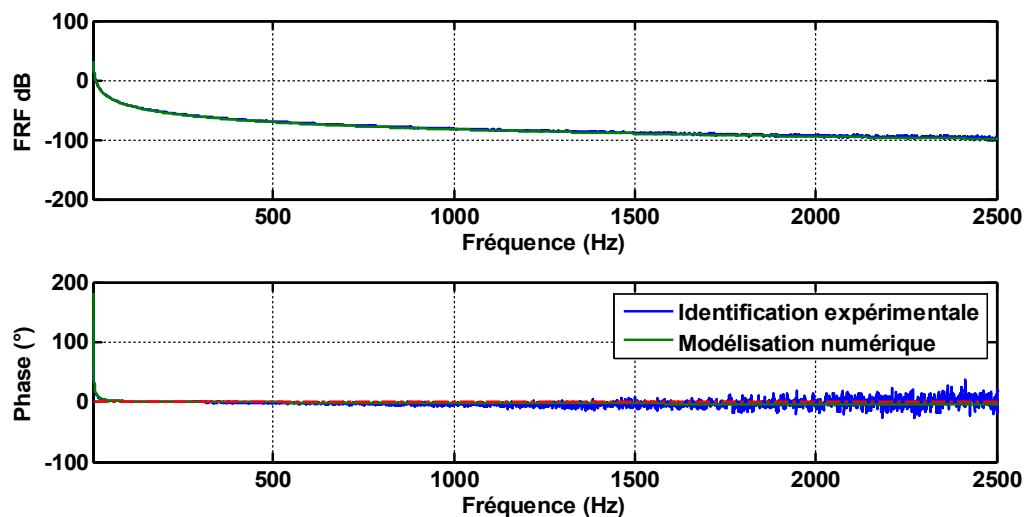


Fig.6.14 : Identification du conditionneur (config. Déplacement)

6.3.3. Bobine électromagnétique

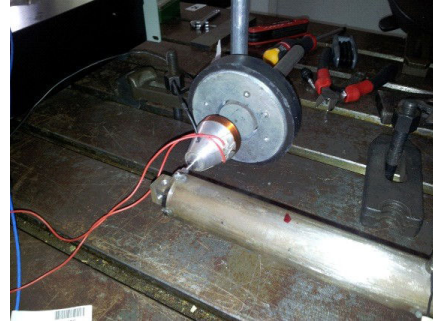
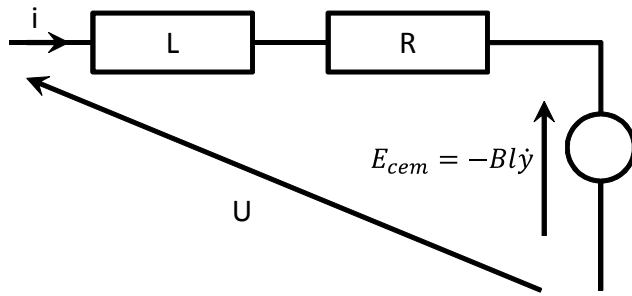


Fig.6.15 : Modèle bobine excitatrice

Deux excitateurs électromagnétiques sont utilisés dans les expériences. Le premier est placé au niveau de la lame pour exciter la structure, le deuxième est fixé sur l'extrémité libre du tube à travers un taraudage pour générer l'effort de contrôle. Les deux actionneurs sont de même type, constitués d'un équipage mobile (bobine liée directement à la structure) et d'un aimant permanent fixé sur le banc. La forme géométrique de l'aimant et de la bobine assurent un effort d'excitation quasi-insensible aux amplitudes de vibration de la structure. Ce type d'excitateur présente des avantages tels que sa large excursion linéaire, mais aussi des inconvénients liés aux effets de couplage dynamique en vitesse avec la structure. En effet, modéliser aussi finement la bobine est essentiel pour le contrôle car cette dernière a tendance à ajouter un retard (dû à l'inductance) qui doit être quantifié avec soin.

Le modèle de l'actionneur est constitué de deux parties : la première décrit le comportement électromagnétique du circuit équivalent à la bobine et l'aimant (*figure 6.15*) (6.1), la deuxième décrit l'effort mécanique généré par la bobine sur la structure. Ce modèle compte deux entrées, à savoir la tension d'alimentation (ou de commande) U et la force contre-électromotrice E_{cem} et une sortie la force de Laplace.

La tension de commande U est issue du calcul de contrôle, la force contre-électromotrice est une tension qui s'oppose à la tension d'alimentation de la bobine. Elle est régie par la loi de Maxwell-Faraday, qui la représente sous forme d'une variation de flux perçu par l'enroulement de la bobine et homogène à une tension proportionnelle à la vitesse de l'équipage mobile v (6.2).

Au final, le modèle du circuit électromagnétique équivalent à la bobine est construit à travers deux équations :

$$U(t) = L \frac{di}{dt} + Ri(t) + E_{cem}(t) \quad (6.1)$$

$$E_{cem}(t) = Bl v(t) \quad (6.2)$$

Avec respectivement, L et R l'inductance et la résistance de la bobine. Bl est une constante dépendante du champ magnétique et la longueur de l'enroulement, i est l'intensité du courant et v la vitesse de la structure.

En ce qui concerne la force de Laplace, elle est proportionnelle au courant électrique du circuit :

$$F(t) = B l i(t) \quad (6.3)$$

En remplaçant l'équation (6.3) dans (6.1), le modèle de la bobine d'excitation en fonction de la tension et de la force électromotrice dans le domaine de Laplace est :

$$F = B l \left[\frac{U}{L s + R} - B l v \right] \quad (6.4)$$

7. Implémentation et validation expérimentale du système asservi

Après avoir identifié la structure et les différents éléments de la chaîne de contrôle, ce chapitre s'intéresse à la mise en place expérimentale du contrôle et la validation de la technique de balayage pour le placement de pôles. Tout d'abord, on présentera le système expérimental hybride dans la section (7.1.). Ensuite, une corrélation calcul/essai de la dynamique du tube en régime linéaire sans les butées sera exposée en (7.2.). Enfin, la section (7.3.) abordera une analyse détaillée des résultats numériques et expérimentaux de la dynamique du tube et des efforts de chocs.

7.1. Présentation du dispositif expérimental

La figure 7.1 présente le montage final de l'essai hybride, constitué des différents composants précédemment modélisés et identifiés dans le chapitre (6.). La structure de test est reliée à un système d'acquisition de signaux LMS à l'aide d'un ensemble de capteurs accéléromètres et de capteurs de force. Ce dernier permet de suivre à la fois la dynamique du tube et les mesures des efforts de chocs. La figure 7.2 schématise le montage expérimental.

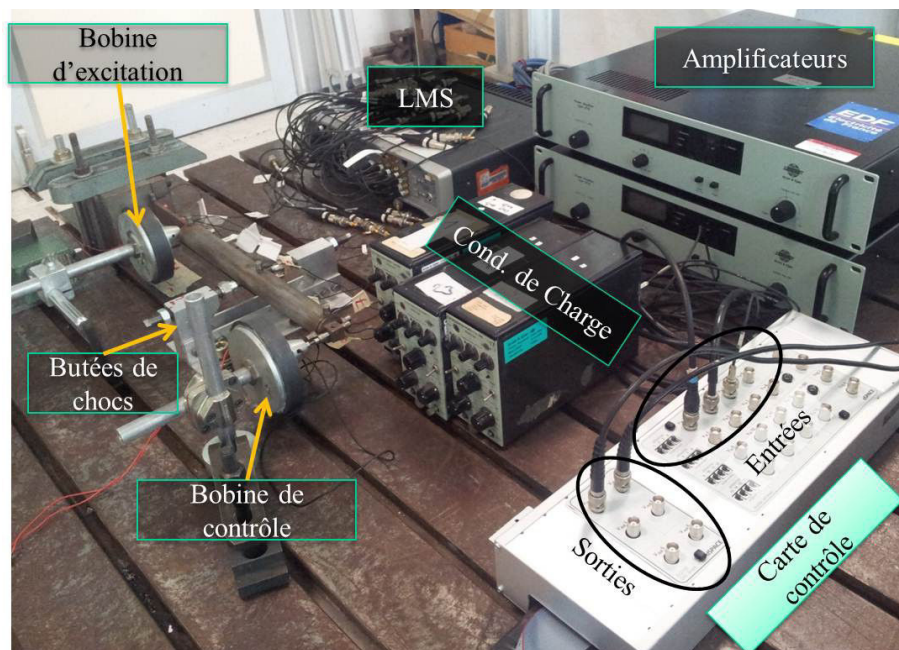


Fig.7.1 : Montage de l'essai hybride

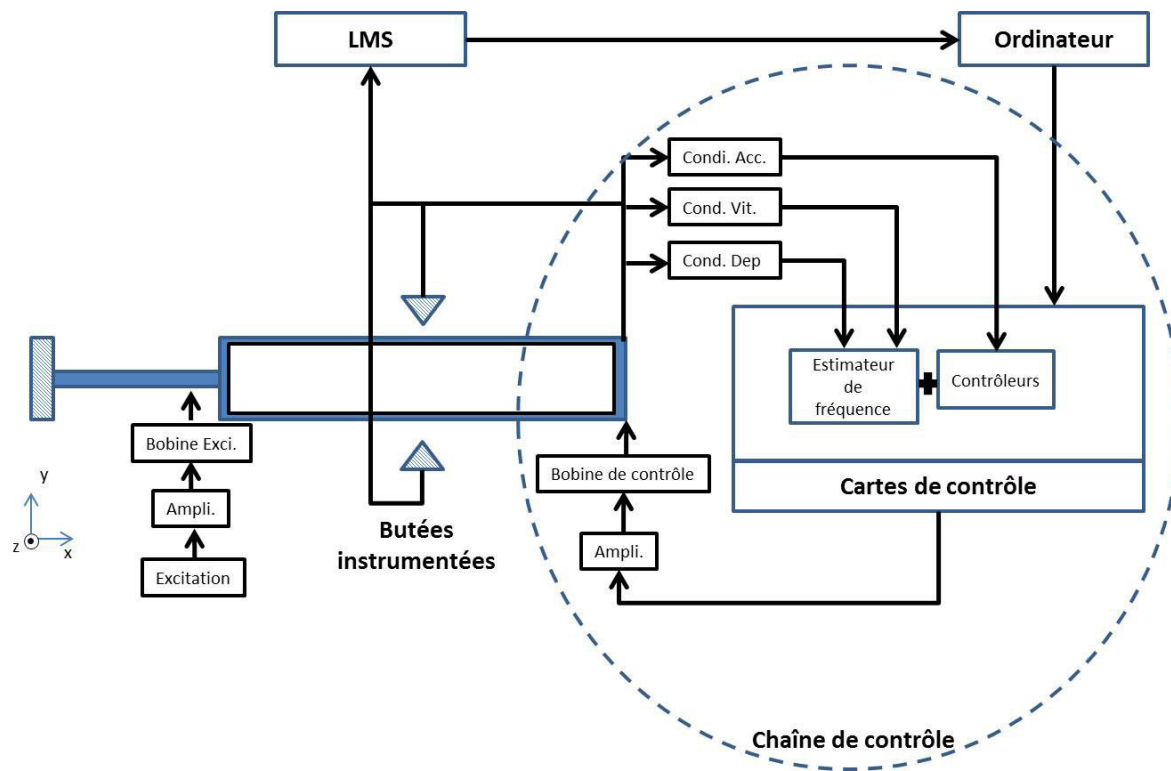


Fig.7.2 : Schéma du montage expérimental

La boucle de contrôle est située sur l'extrémité libre du tube (figure 7.2). Le signal d'accélération est mesuré par un capteur (b&k 4375), puis trois conditionneurs de charge (b&k 2635) fournissent une estimation du déplacement, de la vitesse et de l'accélération du tube. Les deux premières quantités permettent de calculer la fréquence apparente des vibrations du tube pour piloter les gains des contrôleurs. Quant à l'accélération, elle représente le signal d'entrée de la boucle de contrôle. Enfin, un amplificateur (de type b&k 2718) et un actionneur électro-dynamique sont disposés pour injecter un effort de commande colocalisé aux mesures.

Au niveau de la lame est attachée la bobine d'excitation, alimentée par un amplificateur identique à celui de la boucle de contrôle. Le signal d'excitation est généré par l'ordinateur puis transmis à la carte de contrôle dSpace avant d'être injecté à la bobine d'excitation.

Enfin, à mi-hauteur du tube sont placées deux butées de chocs instrumentées de capteurs de force (b&k 8200).

Le système de contrôle utilisé, fourni par dSpace, est constitué d'une carte mère (type DS1006) dotée d'un processeur *quadricœur* pour effectuer les calculs et les traitements des données avec une grande rapidité. Elle pilote une carte d'entrée (DS2004) analogique/numérique dont la fonction est d'acquérir les signaux mesurés et une carte sortie (DS2102) numérique/analogique servant à renvoyer les signaux de commande (sur une plage de $\pm 10V$) avec un échantillonnage maximal de $1,6\mu s$. La figure 7.3 schématise les fonctions programmées sur les cartes de contrôle.

V_r	G_f	G_a	Fréquences (Hz)		Amortissement %		Pôles			
			Calculs	Essais	Calculs	Essais	Calculs	Essais	Err % abs	Err % phase
1,8	2,1	0,27	12,6	12,6	2	1,9	-1,58 -79,35i	-1,50 -79,15i	0,25	0,06
2,1	2,1	0,26	12,6	12,6	2,3	2,3	-1,82 -79,24i	-1,81 -79,14i	0,13	0,01
2,4	2,2	0,24	12,4	12,5	3	3,1	-2,34 -78,05i	-2,42 -78,25i	0,24	0,06
2,7	2,3	0,28	12,2	12,3	1,8	1,5	-1,38 -77,05i	-1,22 -77,27i	0,28	0,13
3	2,4	0,275	12,1	12,1	2	1,9	-1,52 -76,09i	-1,47 -76,26i	0,22	0,04
3,3	2,2	0,315	12,1	12,1	0,5	0,25	-0,38 -76,00i	-0,19 -76,08i	0,11	0,16
3,5	2,3	0,24	12,4	12,5	3,2	3,7	-2,50 -78,12i	-2,90 -78,36i	0,31	0,3
3,8	2,4	0,225	12,2	12,2	4	4,3	-3,06 -76,51i	-3,30 -76,83i	0,42	0,18
4,2	2,5	0,22	11,9	12	4	4,7	-2,99 -74,93i	-3,54 -75,31i	0,53	0,43
4,5	2,5	0,23	11,8	11,8	3,9	4,4	-2,89 -74,27i	-3,26 -74,06i	0,25	0,3
4,8	2,6	0,225	11,8	11,8	4	3	-2,95 -73,91i	-2,97 -74,39i	0,64	0,01
5,1	2,7	0,26	11,7	11,8	2,7	4	-1,98 -73,6i	-2,2 -74,10i	0,7	0,18
5,5	2,8	0,275	11,5	11,4	2,2	2	-1,58 -72,07i	-1,74 -72,61i	0,75	0,12
5,8	3	0,28	11,4	11,6	2	2	-1,43 -71,60i	-1,43 -71,80i	0,28	0,01
6,6	3,1	0,385	11,1	-	-1,8	-	1,24 -69,75i	-	-	-
6,9	3,1	0,47	11	-	-4,9	-	3,39 -69,15i	-	-	-
7,5	3,2	0,53	11	-	-6,7	-	4,64 -69,12i	-	-	-

Tab.7.1: L'évolution du premier mode sous contrôle (calcul/essai)

La figure 7.4 récapitule les données du tableau (Tab.7.1) sur un plan complexe, en traçant les pôles de référence et les pôles issus de la mesure expérimentale sur le même graphe. Puisqu'il n'est pas évident de déterminer les paramètres modaux d'un système instable (les systèmes de protection expérimentaux stoppant automatiquement l'expérience), les valeurs expérimentales ont été approximées par celles estimées numériquement. On note une bonne corrélation entre les essais et les calculs avec une légère surestimation des amortissements pour quelques points, l'erreur absolue restant inférieure à 0,8%. Malgré cet écart sur le placement de pôle très faible, néanmoins il peut engendrer une erreur relative importante pour les faibles amortissement ($V_r=3,3$). Cet écart peut être attribué aux imprécisions des modèles identifiés ainsi qu'aux limites du matériel d'acquisition.

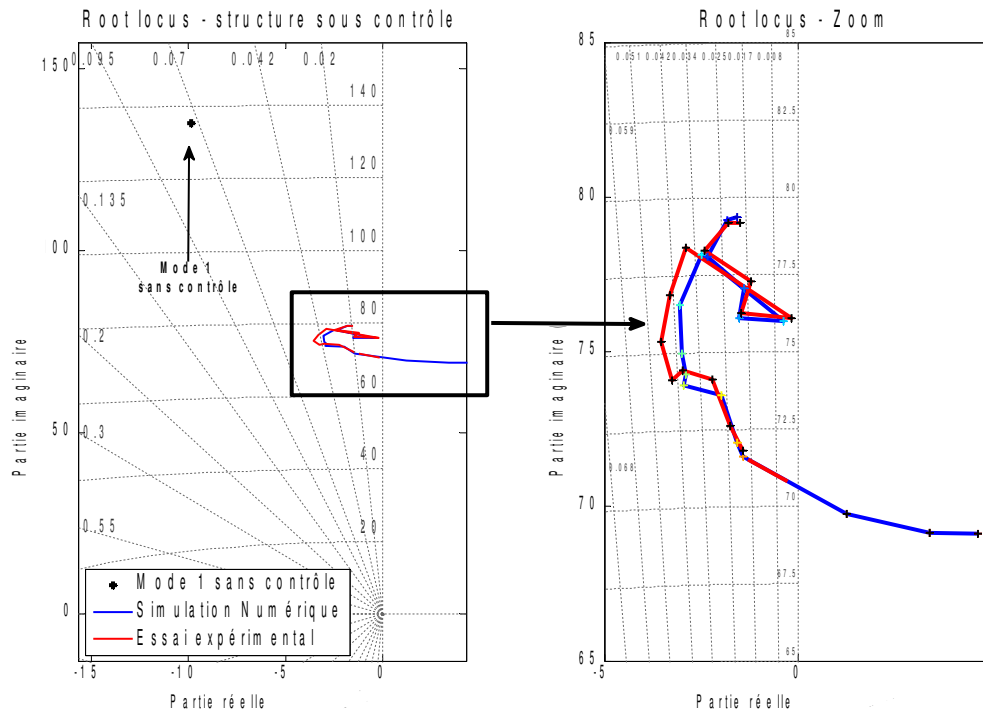


Fig.7.4 : Placement de pôle expérimental

7.3. Validation du comportement en dynamique non linéaire

Les développements réalisés au cours de ces travaux ont pour objet la représentation fine du comportement d'un tube droit sous écoulement transverse, en présence de chocs. Après avoir construit une méthode de contrôle pour simuler l'effet des efforts fluides-élastiques, et mis au point un modèle numérique complet recalé du dispositif expérimental (*chapitres 5. & 6.*), on s'intéresse maintenant au comportement complet du tube, prenant en compte à la fois les butées et les efforts fluides-élastiques.

La première étape de validation concerne la dynamique globale du tube. Compte tenu du caractère aléatoire de l'effort turbulent, on ne pourra pas utiliser la comparaison directe des signaux temporels, et on aura donc recours à d'autres types d'analyses. Les quantités telles que les accélérations seront traitées par analyse spectrale. En outre, vu le caractère essentiellement mono-modal du démonstrateur, on se concentrera particulièrement sur les mesures d'accélération en extrémité du tube. Les efforts et les durées de chocs ne seront traités en revanche que sous l'aspect statistique.

Les post traitements de la dynamique du tube se limiteront à quatre configurations particulières :

- BM05V17 : Butées élastomères souples avec une vitesse d'écoulement de 1,7m/s (correspondant à une vitesse réduite de 4,8 avec un couple de paramètres modaux $f_1=11,77$

et $\zeta_I=4\%$) et un jeu de 0,5 mm.

- BM10V21 : Butées élastomères souples avec une vitesse d'écoulement de 2,1m/s (Correspondant à une vitesse réduite de 6,2 avec un couple de paramètres modaux $f_I=11,25$ et $\zeta_I=0$) et un jeu de 1,0 mm
- BM10V25 : Butées élastomères souples avec une vitesse d'écoulement de 2,5m/s (Correspondant à une vitesse réduite de 7,5 avec un couple de paramètres modaux $f_I=11,02$ et $\zeta_I=-6,7\%$) et un jeu de 1,0 mm
- BR10V21 : Butées métalliques raides avec une vitesse d'écoulement de 2,1m/s (pôle en limite de stabilité) et un jeu de 1,0 mm
- BR10V25 : Butées métalliques raides avec une vitesse d'écoulement de 2,5m/s (pôle instable) et un jeu de 1,0 mm

7.3.1. Réponse spectrale – corrélation calculs / essais

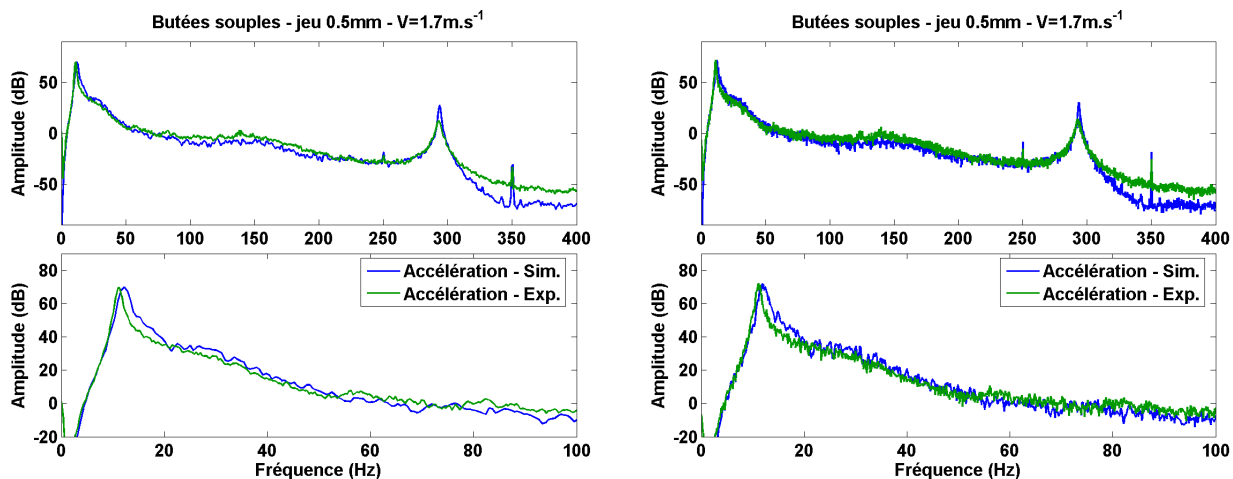


Fig.7.5 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance – Config. BM05V17 résolution 0,6 Hz à gauche – 0,1 Hz à droite

Avant de présenter les résultats concernant les forces de chocs, on analyse ici les résultats obtenus pour les accélérations en extrémité de poutre pour les quatre configurations retenues. La figure 7.5 présente les spectres des accélérations simulées et mesurées pour la configuration BM05V17. Les caractéristiques du calcul de ces spectres sont les suivantes :

- Pour les résultats de simulation, on exploite les 60 secondes de données, échantillonnées à 0,1ms, pour construire des spectres avec une résolution fréquentielle de 0,6 Hz. Cette faible résolution est liée à la nécessité d'obtenir, à partir de ces échantillons, un nombre suffisant de sous échantillons. Chaque sous-échantillon est fenêtré par un gabarit de Hann, et on utilise un recouvrement de 50 % entre deux sous-échantillons successifs.

- Pour les résultats d'essai, on exploite les 120 secondes de données, échantillonnées à 0,15ms, pour construire des spectres avec une résolution fréquentielle de 0,4 Hz. Cette faible résolution est liée à la nécessité d'obtenir, à partir de ces échantillons, un nombre suffisant de sous échantillons. Chaque sous-échantillon est fenêtré par un gabarit de Hann, et on utilise un recouvrement de 50 % entre deux sous-échantillons successifs.
- Pour identifier les fréquences et les amortissements, on choisit de construire les spectres avec une résolution fréquentielle de 0,1 Hz. Ces spectres permettent d'obtenir des estimations correctes, malgré un niveau de bruit important. Pour cette raison, on se contentera de présenter les spectres obtenus en utilisant un moyennage suffisant. Un exemple de spectre réalisé avec ces paramètres est néanmoins présenté sur la figure 7.5.

Dans cette configuration, la structure choque peu (environ 2 chocs par seconde, soit un choc toutes les 5 périodes), et le comportement global est proche du comportement linéaire. On constate une bonne corrélation entre les essais et les calculs, tant sur la position fréquentielle du premier mode, que sur l'amplitude et l'amortissement. Ces résultats confirment ceux obtenus dans le cas linéaire (figure 7.4). Les résultats de fréquences et amortissements identifiés sont présentés dans le tableau ci-dessous. On note une erreur sur la fréquence, probablement liée à la mise à jour des gains lors de la réalisation de l'essai. L'erreur commise sur l'amortissement est, elle, très faible compte tenu des résultats de placement de pôle présentés dans la section (5.6.3.).

<i>Cas BM05V17</i>	<i>Fréquence</i>	<i>Amortissement</i>
<i>Expérimental</i>	11,1 Hz	3,4 %
<i>Numérique</i>	11,9 Hz	4,2 %

Tab.7.2: Paramètre du premier mode (cas BM05V17)

La figure 7.6 présente les résultats pour une vitesse d'écoulement plus importante. Dans les deux cas, le nombre de chocs augmente légèrement, avec en moyenne un choc toutes les quatre périodes, et on s'écarte du comportement linéaire. On constate toujours une bonne corrélation entre les calculs et les essais sur la position du premier mode de flexion, mais l'amortissement de ce mode est sensiblement plus important dans le modèle numérique. Ce phénomène s'explique encore par l'amplification de l'erreur commise sur la phase du pôle cible. L'erreur absolue sur la position du pôle reste contenue, mais la partie réelle se rapprochant de zéro, l'erreur sur l'amortissement est amplifiée. Ce phénomène est encore amplifié sur les figures à cause de la faible résolution fréquentielle retenue pour les représentations.

<i>Cas BM10V21</i>	<i>Fréquence</i>	<i>Amortissement</i>
<i>Expérimental</i>	11,1 Hz	0,6 %
<i>Numérique</i>	11,4 Hz	1,3 %
<i>Cas BR10V21</i>	<i>Fréquence</i>	<i>Amortissement</i>
<i>Expérimental</i>	11,2 Hz	0,7 %
<i>Numérique</i>	11,5 Hz	1,5 %

Tab.7.3: Paramètre du premier mode (cas BM10V21 et BR10V21)

Avec l'augmentation de la vitesse d'écoulement et de l'effort turbulent, on augmente également l'intensité des chocs, et on constate l'apparition de pics liée aux non linéarités dans les résultats d'essais, associés aux deuxième et troisième harmoniques de la fréquence de réponse principale, située vers 11Hz. Ces harmoniques sont plus marquées dans le cas des butées métalliques, en raison de forces d'impact plus grandes d'environ un facteur 10 (comme on le verra un peu plus loin).

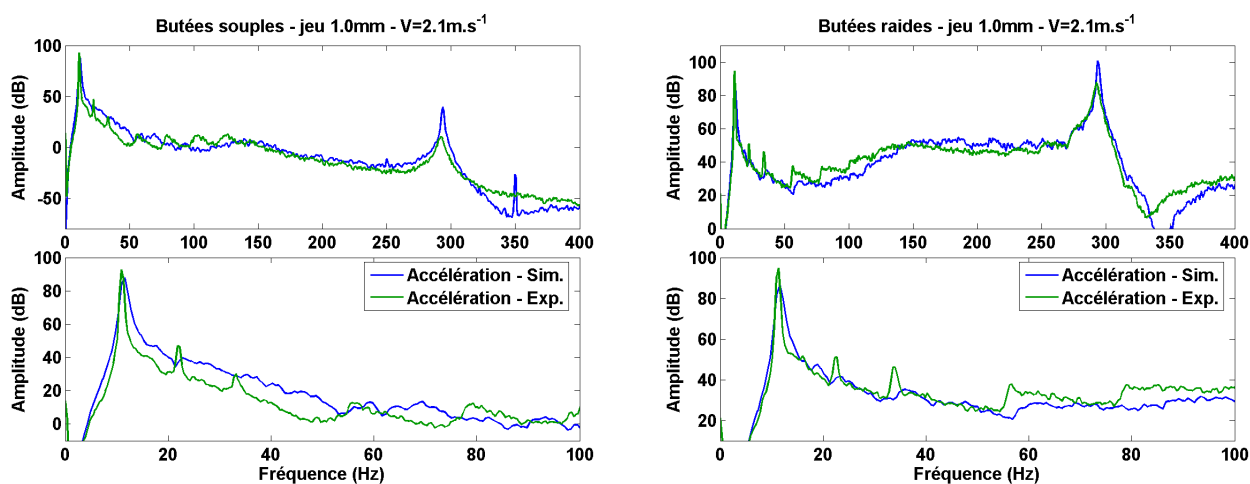


Fig.7.6 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance
à gauche : config. BM10V21 – à droite config BR10V21

On note également que ces mouvements n'apparaissent pas dans les résultats de simulation, du fait de la petite taille du modèle considéré [62]. Ces phénomènes, pour être pris en compte, nécessitent la construction d'un modèle réduit beaucoup plus complet, qu'il est plus difficile d'utiliser dans le cas d'un contrôle avec objectif de placement de pôle. La prise en compte d'un nombre plus important de modes nécessite en effet l'utilisation de plus de capteurs, et complexifie d'autant la mise en place du contrôleur. Ce phénomène, illustré sur la figure 7.7, est encore accentué lorsque la vitesse augmente, et qu'on dépasse la limite de stabilité.

À cette vitesse, le nombre de chocs est important (de l'ordre de deux par période). La position du premier mode est toujours bien représentée, mais on note toujours un biais important sur l'amortissement de ce premier mode, toujours lié à la faible erreur sur la partie réelle du pôle cible, amplifiée par le module (section 5.6.3.). Cette erreur est particulièrement importante pour les

résultats de simulation avec les butées raides, où on ne retrouve pas la tendance notée par ailleurs. Pour les essais, et les simulations dans le cas des butées souples, l'amortissement apparent diminue quand la vitesse d'écoulement augmente. Le système, instable en l'absence de butées, devrait présenter un amortissement faible, puisque la position d'équilibre du pôle devrait se situer autour de la limite de stabilité.

<i>Cas BM10V25</i>	<i>Fréquence</i>	<i>Amortissement</i>
<i>Expérimental</i>	12,2 Hz	0,1 %
<i>Numérique</i>	12,4 Hz	0,8%
<i>Cas BR10V25</i>	<i>Fréquence</i>	<i>Amortissement</i>
<i>Expérimental</i>	12,1 Hz	0,2 %
<i>Numérique</i>	11,8 Hz	1,5 %

Tab.7.4: Paramètre du premier mode (cas BM10V25 et BR10V25)

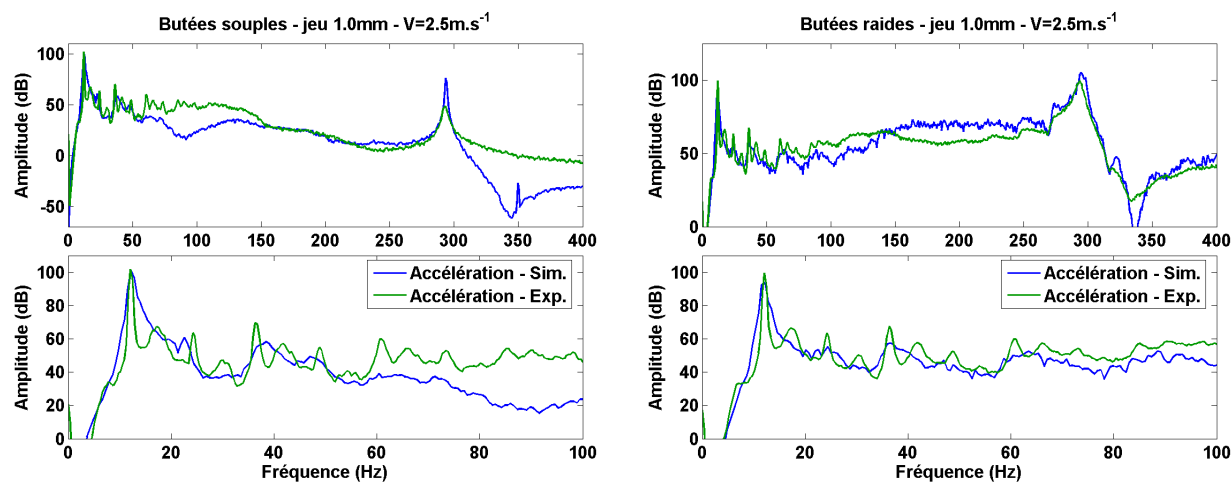


Fig.7.7 : Densité spectrale de l'accélération en extrémité de poutre – direction de portance
à gauche : config. BM10V25R – à droite config BR10V25R

En dehors des biais introduits par la faible taille du modèle réduit de tube, et les erreurs sur l'amortissement, on constate une bonne corrélation entre les essais et les calculs sur les deux points principaux que sont la position fréquentielle du premier mode et l'amplitude associée à ce premier mode. Les déplacements mesurés et simulés sont en très bon accord, puisque ce premier mode constitue l'essentiel du mouvement.

On notera également que, même dans des configurations où les chocs sont à la fois violents et fréquents, le contrôle *reste stable*. L'estimation de la fréquence apparente, dans ces conditions, est particulièrement délicate, et la fréquence présente des fluctuations importantes. Ce phénomène peut aussi être à l'origine des erreurs constatées sur les amortissements.

7.3.2. Extraction des efforts et validité des échantillons

Malgré les biais constatés sur l'amortissement, les résultats précédents confirment la pertinence des résultats d'essais par rapport aux résultats de simulation, à la fois en termes de dynamique globale et de niveaux de déplacements. Pour EDF, l'enjeu de ces essais consiste à valider la modélisation des chocs et à estimer au mieux les paramètres importants comme la moyenne des efforts max, la durée et la fréquence des chocs.

L'analyse des efforts de choc est basée sur des estimations statistiques de force d'impact et de durée d'impact. Ce sont les deux grandeurs d'intérêt pour les analyses d'EDF et du CEA. La première partie du travail réalisé ici consiste à estimer la représentativité des échantillons disponibles. Compte tenu des temps de calculs, pour chaque simulation, on récupère l'historique des efforts sur une durée de 60 secondes.

Pour chaque configuration, numérique ou expérimentale, on procède à une recherche automatique des chocs à partir des signaux temporels fournis par le calcul ou les cellules de forces placées sur les butées. Les grandeurs analysées sont la durée du contact et l'effort maximum mesuré pour chaque contact.

En procédant par seuillage et filtrage, on obtient, pour toutes les configurations numériques, une extraction des chocs de bonne qualité. Ce procédé donne également de bons résultats dans les cas expérimentaux avec les butées élastomères, comme l'illustre la figure 7.8.

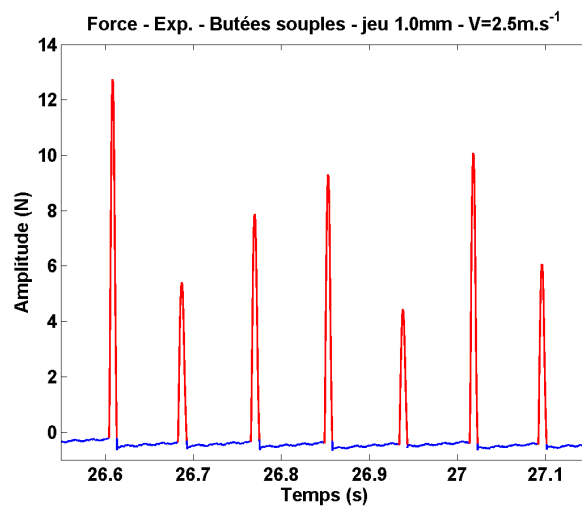


Fig.7.8 : Détection automatique des chocs à partir des signaux mesurés
Configuration BM10V25 expérimentale

En revanche, dans le cas des butées métalliques, l'extraction des chocs est plus délicate, comme le montre la figure 7.9. Les principales difficultés rencontrées sont liées à la dynamique propre de la butée, qui génère un signal de force après la libération du contact et au phénomène de chocs multiples dans le cas des vitesses élevées ($V=2,1$ et $V=2,5$ m/s). Ces deux phénomènes n'impactent pas ou peu l'estimation des efforts de chocs maximaux pendant un contact, mais altèrent

les estimations des durées de choc.

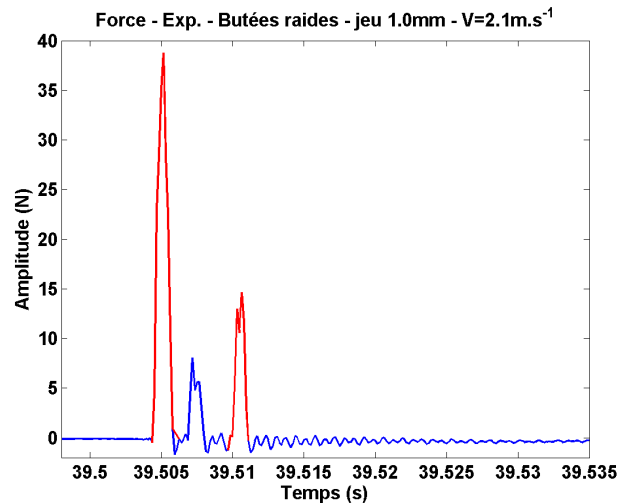


Fig.7.9 : Difficultés de détection automatique des chocs dans les configurations expérimentales, en présence de butées métalliques

Compte tenu des faibles durées dont on dispose, il est essentiel de s'assurer de la représentativité des échantillons. Dans le cas le moins favorable, on dispose en effet d'à peine plus de cent événements. Le premier indicateur calculé est la moyenne de chaque échantillon. Pour estimer la représentativité statistique de chaque échantillon, on va répéter l'extraction aléatoire d'une partie de l'échantillon de départ et en calculer la moyenne. Ces différentes moyennes, calculées à partir de sous échantillons, donnent une estimation de l'erreur commise sur la moyenne globale de l'échantillon, et donc de sa représentativité. Après avoir réalisé quelques tests, on a choisi de considérer des sous-échantillons comprenant 80 % de la population initiale, et de réaliser 100 extractions. On donne ainsi, pour chaque configuration, une estimation de la moyenne de la force maximum de choc et de la durée de contact, avec la variabilité estimée. À titre d'exemple, la figure 7.10 présente les résultats pour la configuration BM10V21. Les résultats sont récapitulés dans le tableau (Tab.7.5).

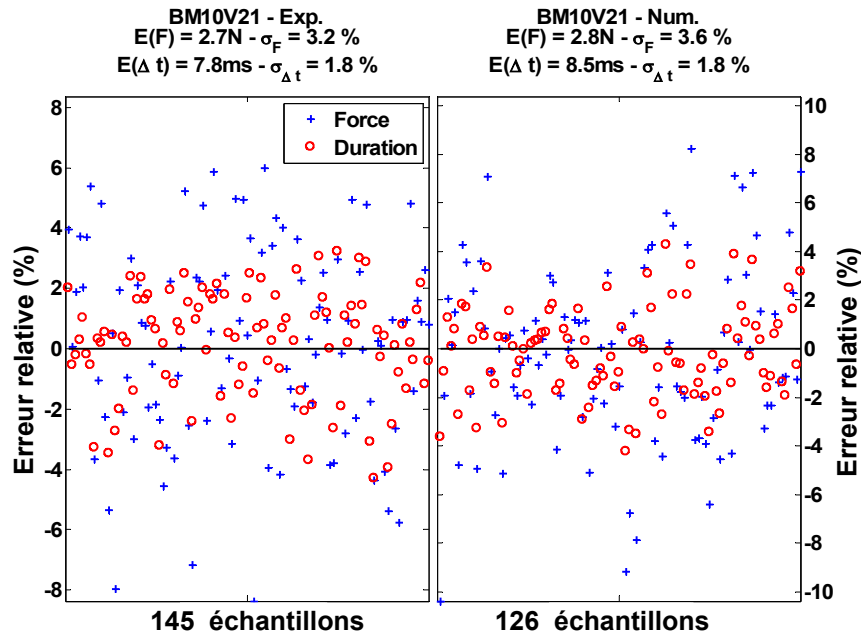


Fig.7.10 : Détermination de la qualité des échantillons – Force max. de choc et durée d'impact

	Expérimental		Numérique	
Configuration	Force max.	Durée	Force max.	Durée
BM05V17	$\overline{F_{max}} = 2,53 N$ $\sigma_{F_{max}} = 4,5\%$ 119 ech.	$\overline{\Delta t} = 9,7 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 2,9\%$ 119 ech.	$\overline{F_{max}} = 1,9 N$ $\sigma_{F_{max}} = 3,4\%$ 118 ech.	$\overline{\Delta t} = 9,5 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 1,6\%$ 118 ech.
BM10V21	$\overline{F_{max}} = 2,7 N$ $\sigma_{F_{max}} = 3,1\%$ 145 ech.	$\overline{\Delta t} = 7,8 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 2,1\%$ 145 ech.	$\overline{F_{max}} = 2,8 N$ $\sigma_{F_{max}} = 3,4\%$ 126 ech.	$\overline{\Delta t} = 9,4 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 1,7\%$ 126 ech.
BM10V25	$\overline{F_{max}} = 7,8 N$ $\sigma_{F_{max}} = 0,7\%$ 1315 ech.	$\overline{\Delta t} = 10ms$ $\sigma_{\Delta t} = 0,3\%$ 1315 ech.	$\overline{F_{max}} = 8,65 N$ $\sigma_{F_{max}} = 0,8\%$ 1177 ech.	$\overline{\Delta t} = 11,2 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 0,3\%$ 1177 ech.
BR10V21	$\overline{F_{max}} = 33 N$ $\sigma_{F_{max}} = 1,7\%$ 416 ech.	$\overline{\Delta t} = 1,23 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 2,2\%$ 416 ech.	$\overline{F_{max}} = 35 N$ $\sigma_{F_{max}} = 1,4\%$ 437 ech.	$\overline{\Delta t} = 1,2 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 1\%$ 437 ech.
BR10V25	$\overline{F_{max}} = 59 N$ $\sigma_{F_{max}} = 0,7\%$ 1107 ech.	$\overline{\Delta t} = 1,4 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 0,3\%$ 1107 ech.	$\overline{F_{max}} = 52 N$ $\sigma_{F_{max}} = 0,7\%$ 1046 ech.	$\overline{\Delta t} = 1,34 ms$ $\sigma_{\Delta t} = 0,7\%$ 1046 ech.

Tab.7.5: Moyennes et écarts types des chocs

Ces premiers résultats permettent de conclure à la validité des échantillons statistiques. La figure 7.10 illustre la faible dispersion des résultats, complétée par l'estimation de l'écart type, donnée dans le tableau (Tab.7.5). Cet écart type n'excède pas 5 % pour les efforts de choc, et 3 % pour les durées, ce qui indique qu'on dispose, avec à peine plus de cent éléments, d'une quantité

suffisante d'événements pour estimer correctement les moyennes. Naturellement, on note également que la qualité de l'estimation augmente avec le nombre d'événements.

Ce tableau (Tab.7.5) permet également de noter une première corrélation entre les essais et les calculs. On constate que le nombre de choc ainsi que les durées moyennes sont équivalentes dans toutes les configurations. Les moyennes des efforts de choc maximum sont du même ordre de grandeur, mais présentent une dispersion entre les cas qui ne permet pas de dégager une tendance de leurs évolutions, surtout dans les cas instables du tube.

Ces biais relativement faibles sur les chocs sont liés aux hypothèses faites lors de l'identification de la raideur d'impact. Dans le cas particulier de la butée élastomère, avec une forte vitesse d'écoulement, on peut envisager que les déformations de la butée sont importantes, par conséquent le modèle s'écarte rapidement de la réalité. En particulier, en augmentant la surface de contact entre la butée et le tube, la raideur apparente augmente, ce qui diminue la durée de contact, en cohérence avec l'observation (durée moyenne de 10 ms pendant l'essai, contre 11,2 ms pour le calcul). Bien que ces résultats sont encourageants, l'utilisation de ce modèle de contact reste limité aux simulations à des vitesses relativement basses [76, 95]. Pour des vitesses élevées il est préférable de reconsidérer le modèle pour une meilleure estimation.

7.3.3. Discussion et analyse détaillée des résultats (config. $J=0,5mm$)

La figure 7.11, compare les résultats numériques (figure 7.11-b-) aux résultats expérimentaux (figure 7.11-a-) sur un échantillon de données temporelles pour une configuration de vitesse d'écoulement $V=1,7m/s$ (correspondant à un gain d'excitation de 5) et un jeu de 0,5mm. Les graphes de gauche représentent les déplacements temporels à l'extrémité libre du tube, alors que les graphes de droite présentent les histogrammes associés.

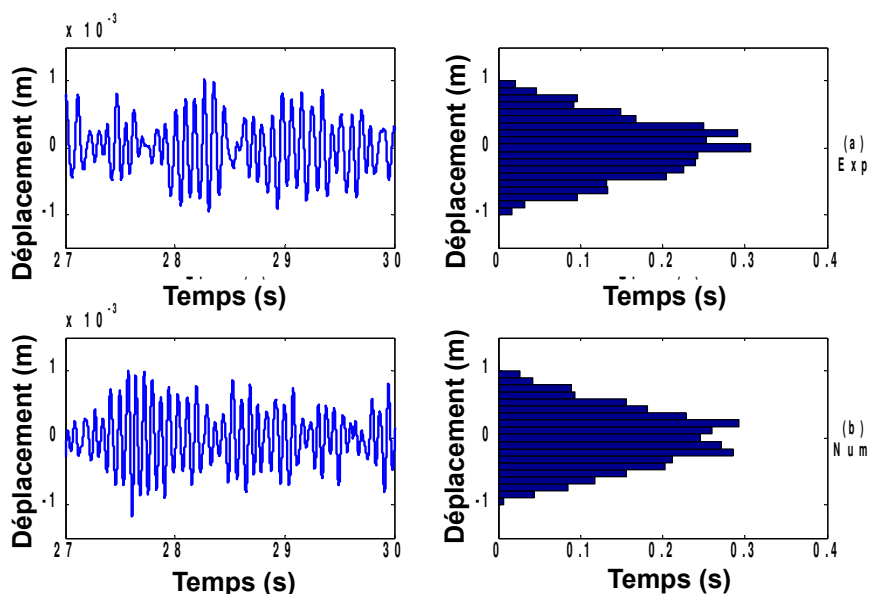


Fig.7.11 : Dynamique du système déplacement & histogramme ($V=1,7m/s$, Gain=5 et $J=0,5mm$)

On remarque tout d'abord que les déplacements mesurés à l'extrémité du tube sont bornés à $\pm 1\text{mm}$. Cette valeur n'est autre que le double du jeu de $0,5\text{mm}$, ce qui confirme les estimations numériques et met en évidence que le premier mode est prépondérant dans la réponse du système.

Les histogrammes numériques et expérimentaux ont la même forme : une répartition gaussienne allant de -1 à 1mm centrée sur la position d'équilibre à 0mm . Les deux graphes mettent en valeur une bonne estimation des durées temporelles. Une durée maximale d'environ $0,3\text{s}$ est notée près de la position d'équilibre puis diminue progressivement jusqu'à une valeur quasi-nulle au voisinage des déplacements maximaux (*figure 7.11*).

Avant d'analyser les *diagrammes en boîte* suivants, un rappel des définitions est nécessaire :

- L'arête basse de la boîte bleue dans le graphe représente le premier quartile $Q1$ (25% des plus petites données de la série).
- Le deuxième quartile (la médiane), noté $Q2$, est le trait horizontal rouge à l'intérieur de la boîte bleue.
- L'arête haute de la boîte bleue représente le troisième quartile $Q3$ (75% des plus grandes données de la série).

Les marqueurs de part et d'autre de la boîte bleue délimitent les valeurs dites adjacentes qui sont déterminées à partir de l'écart interquartile $Q3-Q1$ (en général $1,5 (Q3-Q1)$). Enfin, les points séparés sont d'éventuelles valeurs atypiques de la série. La figure 7.12 reprend les définitions présentées.

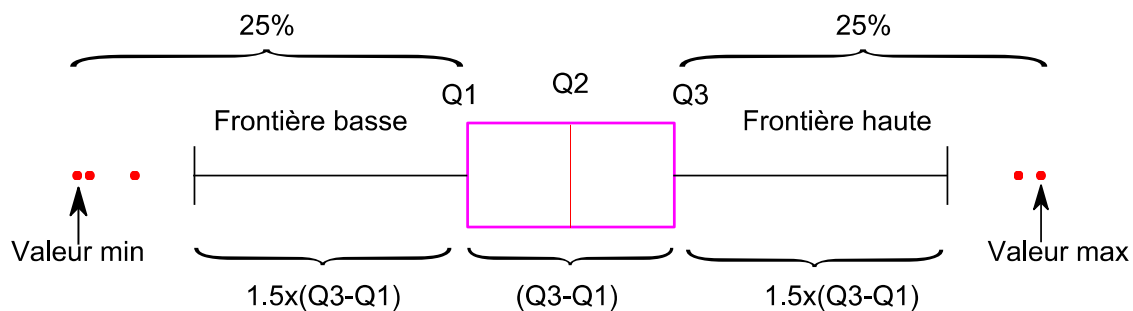


Fig. 7.12 : Définition du diagramme en boîte

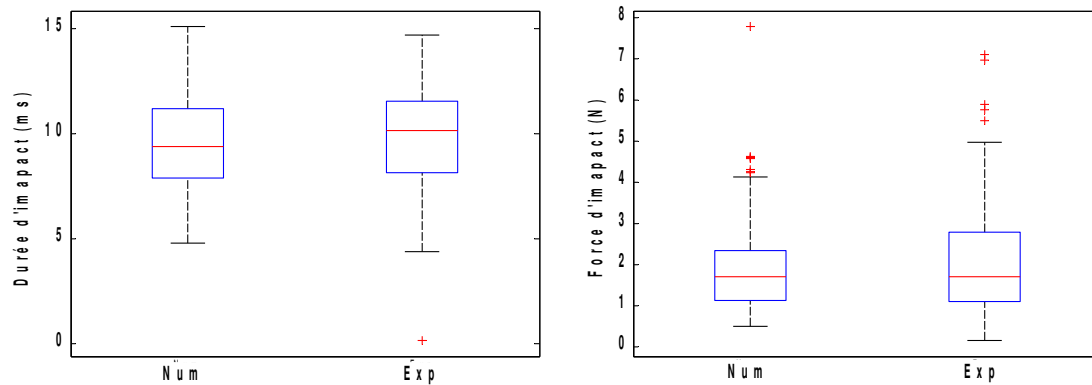


Fig.7.13 : Statistiques des durées & des forces de chocs ($V=1,7\text{m/s}$, $\text{Gain}=5$ et $J=0,5\text{mm}$)

La figure 7.13 présente les diagrammes en boîte pour les durées d'impact et les forces d'impact sur une simulation/essai de 60s. Le graphe des durées d'impact montre une bonne corrélation calcul/essai. Les médianes sont bien estimées aux alentours de 10ms et il en est de même pour le premier et le troisième quartile. On remarque que la légère excentricité de l'interquartile par rapport aux deux frontières basses et hautes est bien retrouvée numériquement. Ce caractère indique que la dispersion des durées d'impact est plus prononcée dans un côté que dans l'autre. Concernant les forces d'impacts, les estimations numériques sont relativement proches des mesures pour les trois quartiles.

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	7,9	8,16	3,19
	Q2 (médiane)	9,4	10,15	7,39
	Q3	11,2	11,56	3,11
	Q3-Q1 (interquartile)	3,3	3,4	2,94
Force d'impact (N)	Q1	1,11	1,09	1,83
	Q2 (médiane)	1,72	1,7	1,18
	Q3	2,34	2,7	13,33
	Q3-Q1 (interquartile)	1,23	1,61	23,6*

Tab.7.6: Estimations des quartiles ($V=1,7\text{m/s}$, $\text{Gain}=5$ et $J=0,5\text{mm}$)

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	7,7	7,1	8,45
Occurrences	118	119	0,84
Durée impact moy (ms)	9,5	9,7	2,06

Tab.7.7: Estimations d'erreur % ($V=1,7\text{m/s}$, $\text{Gain}=5$ et $J=0,5\text{mm}$)

* Les écarts sont notables car les valeurs mesurées sont faibles. En absolu, les estimations sont acceptables.

Le tableau (Tab.7.7) confronte les forces maximales, le nombre d'occurrence d'impacts et les durées moyennes des chocs sur 60s. On remarque une bonne corrélation des données avec une fréquence d'impact d'environ 2 coups par seconde et une durée moyenne d'impact aux alentours de 9,5ms. En ce qui concerne les forces maximales, une légère surestimation est notée dans les simulations numériques qui peut être due à plusieurs facteurs, dont la variabilité de la raideur de choc identifiée.

Les deux figures suivantes (figure 7.14&7.15) confrontent les résultats numériques aux résultats expérimentaux pour une configuration linéairement instable ($V=2,5\text{m/s}$ et $J=0,5\text{mm}$). Tout d'abord, les déplacements du tube (figure 7.14) suivent une forme quasi-sinusoïdale d'une fréquence équivalente à celle qu'aurait le tube dans le régime linéaire (fréquence du premier mode), sauf que les cycles limites sont bornés par les butées d'où la stabilité. Les histogrammes adoptent une forme convexe très éloignée de la répartition gaussienne constatée dans le cas précédent. Cette forme atypique met en évidence un régime instable en phase de vol libre du tube et favorise un basculement entre deux états maximaux de déplacement $\pm 1\text{mm}$. Le temps de passage par la position d'équilibre est très faible par rapport au temps de passage sur les positions extrêmes. On remarque aussi qu'il existe, dans ce cas de figure, un enfoncement plus important dans les butées (les déplacements dépassent 1mm en valeur absolue) ce qui a comme conséquence des impacts très violents.

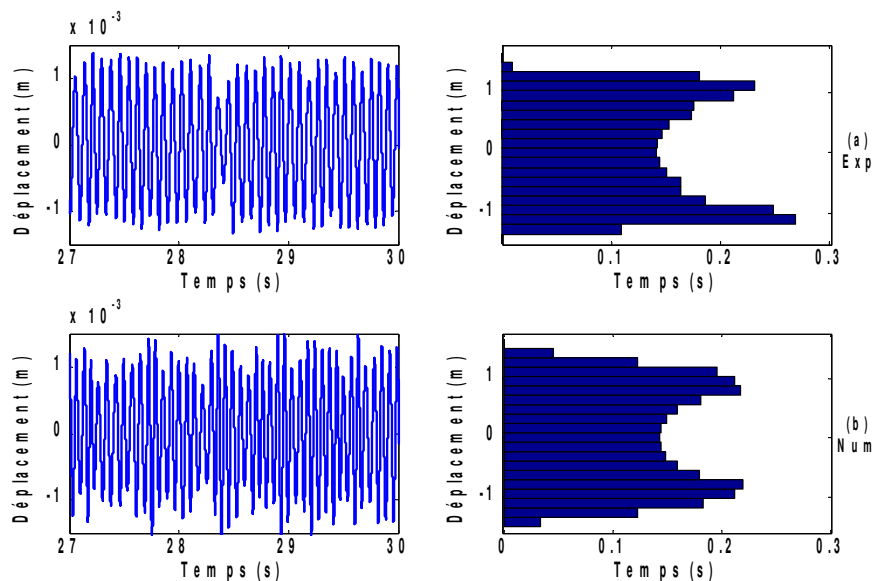


Fig.7.14 : Dynamique du système déplacement & histogramme ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

Les trois quartiles des durées d'impacts pour cette configuration restent inférieurs à 5% en erreur (Tab.7.8). Cependant l'interquartile et les valeurs adjacentes de l'estimation numérique, comme le montre la figure 7.15, sont un peu plus étendus que ceux des essais. Ces derniers, en revanche, ont plus de points *orphelins* du côté de la frontière basse. Cette légère divergence n'altère aucunement la qualité des estimations numériques surtout compte tenu de la force des chocs. Malheureusement cette variabilité reste toujours inexpliquée.

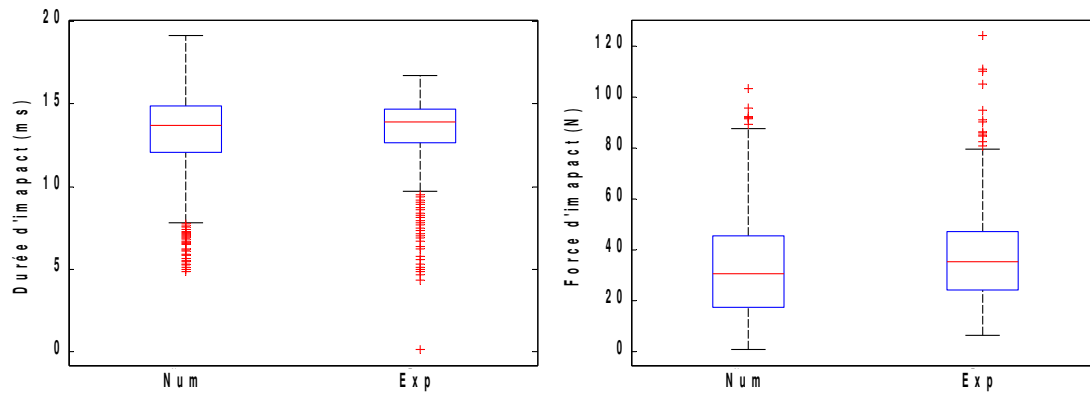


Fig.7.15 : Statistiques des forces & des durées de chocs ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

En ce qui concerne les forces d'impact, les trois quartiles ainsi que l'interquartile des séries de données numériques sont fidèles aux données expérimentales avec une erreur inférieure à 5% (figure 7.15 & Tab.7.8).

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	12,05	12,65	4,74
	Q2 (médiane)	13,7	13,9	1,44
	Q3	14,9	14,68	1,5
	Q3-Q1 (interquartile)	2,85	2,03	40,39*
Force d'impact (N)	Q1	4,25	4,06	4,68
	Q2 (médiane)	6,81	6,61	3,03
	Q3	9,26	8,98	3,12
	Q3-Q1 (interquartile)	5,01	4,92	1,83

Tab.7.8: Estimations des quartiles ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

Les forces maximales et les durées moyennes de chocs associées sont bien estimées (Tab.7.9), mais il existe cependant un écart d'environ 9% au niveau du nombre d'occurrences. En outre, on remarque d'après ce dernier que le tube vibre principalement autour de la fréquence du mode à environ 12Hz ($1411/2 \simeq 705 \text{ coups par une butée} \rightarrow 705/60 \text{ seconds} \simeq 12\text{Hz}$ idem pour les essais).

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	19,15	18,8	1,86
Occurrences	1411	1298	8,71
Durée impact moy (ms)	13,27	13,3	0,23

Tab.7.9: Estimations d'erreur % ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

* Les écarts sont notables car les valeurs mesurées sont faibles. En absolu, les estimations sont acceptables.

7.3.4. Discussion et analyse détaillée des résultats (config. $J=1\text{mm}$)

Cette section traite les résultats d'une nouvelle configuration de jeu à 1mm. Deux vitesses sont explorées 2,1m/s et 2,5m/s. Le cas de la configuration 1,7m/s et 1mm reste linéaire, le système est bien amorti durant toute la simulation et aucun choc n'a été détecté.

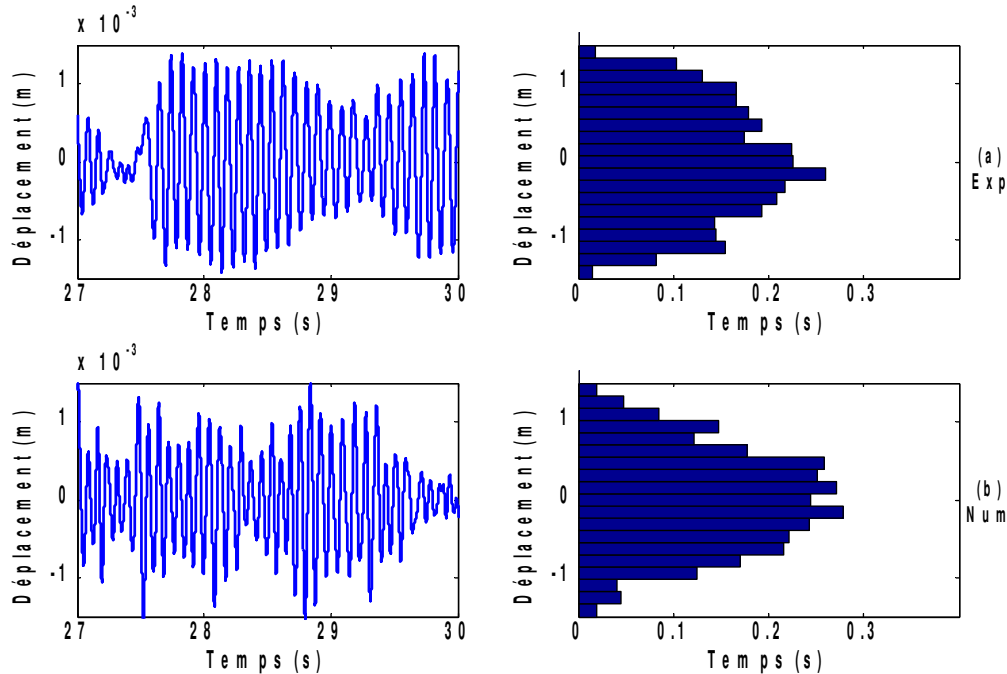


Fig.7.16 : Dynamique du système déplacement & histogramme ($V=2,1\text{m/s}$, $\text{Gain}=6$ et $J=1\text{mm}$)

Les déplacements pour la configuration de la figure 7.16 sont bornés à $\pm 1,6\text{mm}$ environ. Les "bouffées" de déplacement sont dues au fait que le système est sur sa limite de stabilité. Comme déjà expliqué dans la section (5.7.3.), dans un premier temps, les amplitudes augmentent car le système linéaire est faiblement amorti engendrant des chocs avant que l'effet de ces derniers ne stabilise le système. Les deux histogrammes ont une forme gaussienne un peu plus large que celle du cas des configurations traitées dans la section précédente. Finalement, les histogrammes numériques et expérimentaux sont bien corrélés.

La figure 7.17 présente une comparaison entre les durées et les forces d'impact. Globalement la figure montre une bonne concordance entre la simulation et l'expérience.

Les tableaux (Tab.7.10 & 7.11) récapitulent les données de la figure 7.17 en donnant plus de détails sur les valeurs des quartiles. Même si, au premier abord, les erreurs relatives sur l'interquartile des durées d'impacts, et sur le premier et le deuxième quartile des forces d'impacts laissent penser que les écarts sont importants, les valeurs absolues demeurent, quant à elles, bien estimées compte tenu de la précision des capteurs utilisés. En effet, pour des petites valeurs de quartile, une variation aussi minime soit-elle, a tendance à hausser les écarts relatifs.

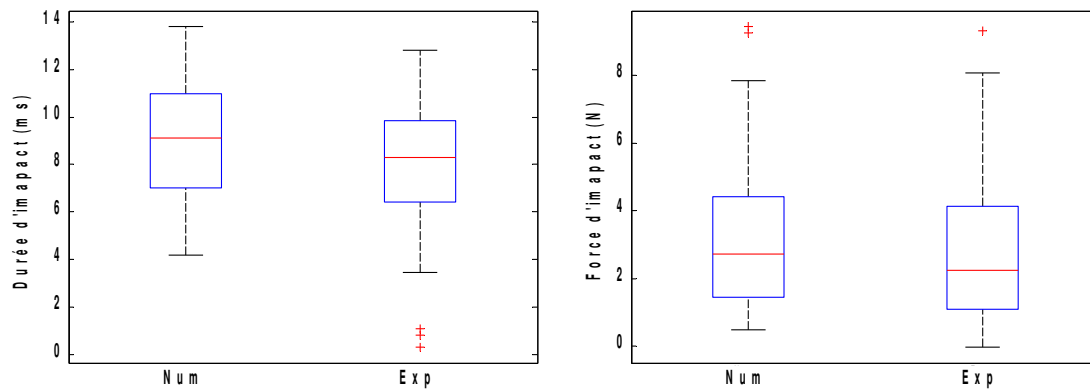


Fig.7.17 : Statistiques forces & durées de chocs ($V=2,1\text{m/s}$, $\text{Gain}=6$ et $J=1\text{mm}$)

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	7	6,4	9,38
	Q2 (médiane)	9,1	8,28	9,9
	Q3	11	9,84	1,5
	Q3-Q1 (interquartile)	4	3,44	16,28*
Force d'impact (N)	Q1	1,45	1,1	31,82*
	Q2 (médiane)	2,7	2,23	21,08*
	Q3	4,41	4,12	7,04
	Q3-Q1 (interquartile)	2,96	3,02	1,99

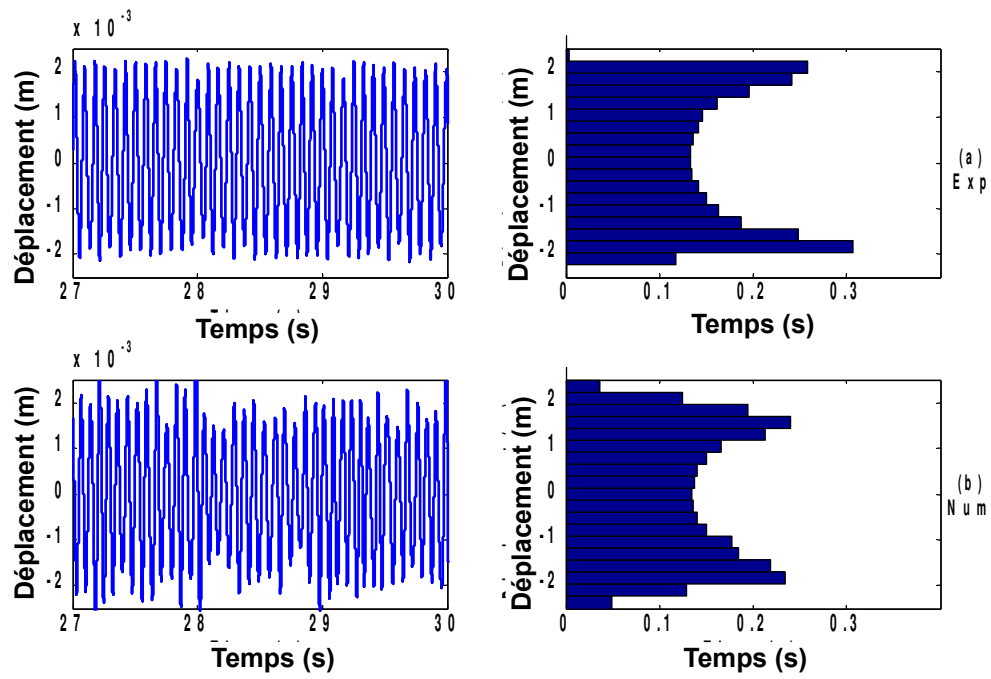
Tab.7.10: Estimations des quartiles ($V=2,1\text{m/s}$, $\text{Gain}=6$ et $J=1\text{mm}$)

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	9,43	9,31	1,29
Occurrences	126	145	13,1
Durée impact moy (ms)	8,5	7,8	8,97

Tab.7.11: Estimations d'erreur % ($V=2,1\text{m/s}$, $\text{Gain}=6$ et $J=1\text{mm}$)

Dans le dernier cas linéairement instable ($V=2,5\text{m/s}$), la phase de vol libre (entre butées) reste bien estimée. Les déplacements et les histogrammes confirment, encore une fois, les déplacements limites qui sont d'environ le double du jeu (2mm environ pour un jeu de 1mm). Cependant, les simulations tolèrent un enfoncement plus prononcé dans les butées, ceci provient sans doute du modèle de choc parfait n'incluant pas les efforts de dissipations sur les butées. Cet effet d'enfoncement introduit par conséquent une surestimation des durées d'impact comme le confirme le tableau (Tab.7.12). En ce qui concerne les forces d'impact, les trois quartiles restent bien estimés (figure 7.19).

* Les écarts sont notables car les valeurs mesurées sont faibles. En absolu, les estimations sont acceptables.



ig.7.18 : Dynamique du système déplacement & histogramme ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=1\text{mm}$)

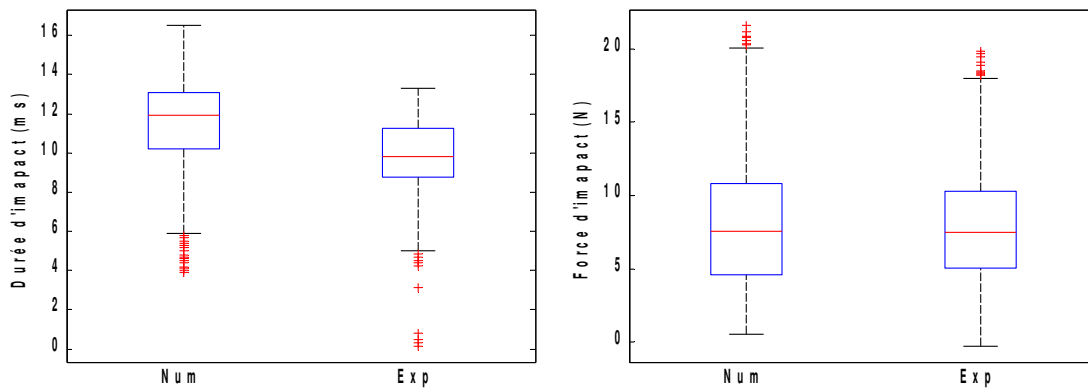


Fig.7.19 : Statistiques forces & durées de chocs ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=1\text{mm}$)

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	10,2	8,75	16,57
	Q2 (médiane)	11,9	9,84	20,93
	Q3	13,1	11,25	16,44
	Q3-Q1 (interquartile)	2,9	2,5	16
Force d'impact (N)	Q1	4,59	5,01	8,38
	Q2 (médiane)	7,56	7,48	1,07
	Q3	10,82	10,26	5,46
	Q3-Q1 (interquartile)	6,23	5,25	18,67

Tab.7.12: Estimations des quartiles ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=1\text{mm}$)

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	21,5	20	7,5
Occurrences	1177	1315	10,49
Durée impact moy (ms)	11,2	10	12

Tab.7.13: Estimations d'erreur % ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=1\text{mm}$)

Comme dans la configuration de jeu précédente (jeu=0,5mm, (Tab.7.9)), les occurrences d'impact du tableau (Tab.7.13) montrent que le premier mode est prépondérant dans la réponse du tube avec environ 12 impacts par seconde. La durée moyenne est surestimée d'environ 1,2ms, ce qui confirme la remarque faite au sujet de la modélisation des chocs ne prenant pas en compte l'effort additionnel de l'amortissement des butées. Ce point de modélisation mérite d'être abordé plus en détails dans de futurs travaux.

Si on compare les deux cas de figure de jeu 0,5mm et 1mm pour $V=2,5\text{ m/s}$ et $G=7$, on remarque que même si le jeu est plus élevé dans cette dernière configuration, les efforts d'impact sont plus élevés. Cela s'explique par le fait que les instabilités dans un jeu plus élevé ont le temps de se développer. Pour les nombres d'occurrence, en revanche, on garde les mêmes ordres de grandeur.

Conclusion : Les résultats des simulations sont fidèles aux mesures expérimentales. On remarque une légère surestimation récurrente de la durée d'impact, qui peut être due au modèle parfait de choc n'incluant que la raideur, néanmoins les écarts restent faibles.

7.3.5. La difficulté des non-linéarités locales raides

Les simulations comprenant de fortes non-linéarités locales sont réputées difficiles à mesurer surtout dans le domaine du contrôle actif. En plus des conditions rigoureuses concernant le pas de calcul, s'ajoute la précision de la modélisation de la structure et de la chaîne de contrôle. En effet, tout écart aussi minime soit-il entre les estimations numériques et l'expérience, provoque des variabilités importantes sur le reste des résultats de la simulation. Dans le cas idéal, la modélisation doit inclure le comportement non-linéaire de la structure (ex : les déformations non-linéaires suite à un choc violent), mais dans la pratique cela s'avère délicat à cause de la complexité du modèle.

La configuration étudiée dans cette section concerne les butées métalliques (en acier) de raideur 3.10^6 N/m (100 fois plus raide que les butées élastomère précédemment abordées). Les difficultés rencontrées dans ce cas de figure concernent principalement l'estimation de la dynamique de l'extrémité libre du tube.

La figure 7.20 montre un échantillon temporel du signal expérimental représentatif du déplacement du tube supporté par deux butées métalliques. Les simulations numériques n'ont pas pu reproduire les variations brutales des déplacements mesurées expérimentalement. Les histogrammes mesurés présentent un léger décalage par rapport à la position d'équilibre (dans la (figure 7.20) le décalage est orienté vers +0,5mm). Ceci peut être dû à un phénomène non-linéaire du comportement du tube, ou bien aux limites de fiabilité du contrôle. En outre, les amplitudes des déplacements mesurés à l'extrémité du tube sont plus importantes que celles estimées numériquement (1,5mm contre 1mm). Ce comportement révèle deux points : premièrement, les forces de choc à mi-hauteur du tube sont intenses (ceci sera confirmé dans la suite), et deuxièmement, les déformations de la structure en phase d'appui au niveau des butées sont importantes ce qui engendre un couplage fort avec les modes de hautes fréquences.

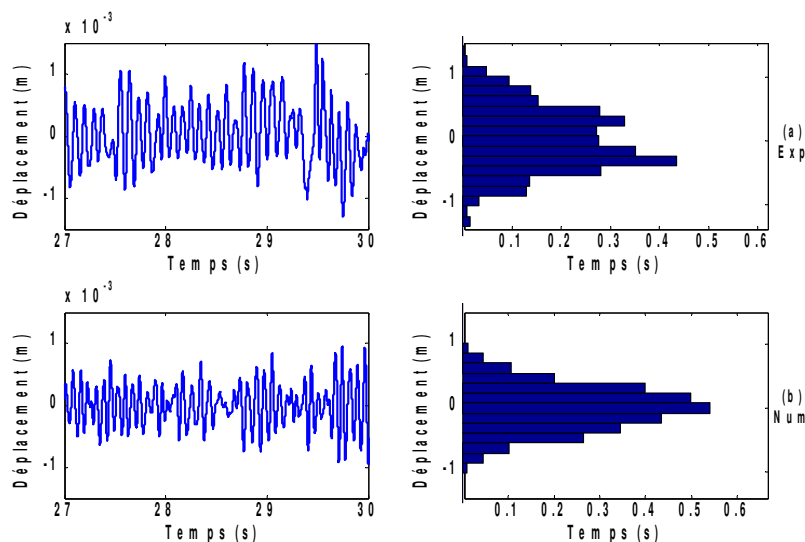


Fig.7.20 : Exemple Déplacement & histogramme butées métalliques ($V=1,7$ m/s, $Gain=5$ et $J=0,5$ mm)

En conséquence, aucune tendance ne semble se dégager. Seules les forces de chocs seront abordées dans ce qui suit.

7.3.6. Forces de chocs butées acier (config. $J=0,5\text{mm}$)

Les données de la figure 7.21 et le tableau (Tab.7.14) présentent les durées et les forces d'impact pour une configuration ($V=1,7\text{m/s}$ et un jeu de $0,5\text{mm}$) avec des butées métalliques (raideur estimée à 3.10^6N/m).

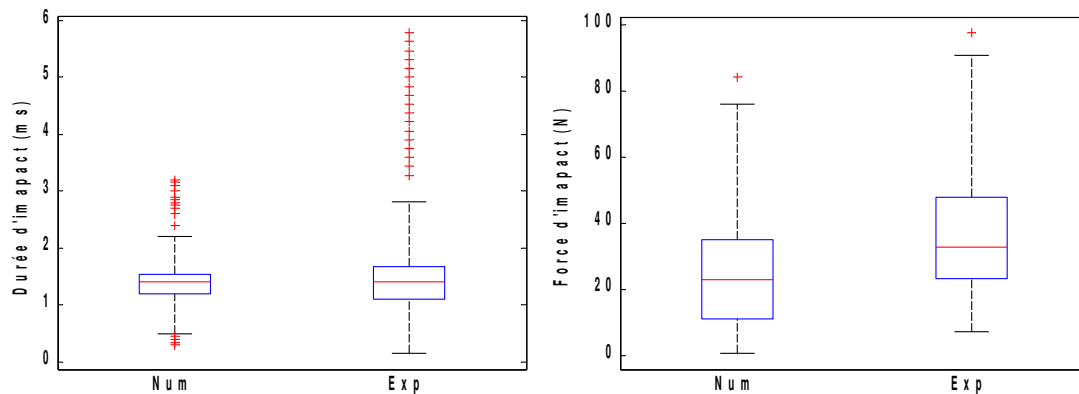


Fig.7.21 : Statistiques forces & durées de chocs BR V1,7 G=5 J=0,5

On remarque que les durées d'impact restent relativement bien estimées avec des erreurs absolues sur les quartiles inférieures à $0,1\text{ms}$. Quant aux forces d'impact, celles-ci se révèlent plus intenses dans les essais que dans les simulations numériques. Les écarts sont notables surtout pour le premier quartile. Les valeurs restent tout de même du même ordre de grandeur. On remarque néanmoins que l'asymétrie entre les frontières basses et hautes est toujours reproduite et que l'interquartile est bien estimé.

Des simulations plus poussées ont été effectuées pour recaler les efforts de chocs en ajustant la raideur d'impact. Cependant, pour des raideurs plus élevées, les durées d'impacts estimées ont tendance à diminuer menant à un écart plus important. En outre, les simulations avec des raideurs de chocs plus élevées surestiment le nombre d'impacts.

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	1,2	1,1	9,09
	Q2 (médiane)	1,4	1,406	0,43
	Q3	1,55	1,67	7,19
	Q3-Q1 (interquartile)	0,35	0,57	38,6*
Force d'impact (N)	Q1	11,32	23	50,78
	Q2 (médiane)	23	32	28,13
	Q3	35	47	25,53
	Q3-Q1 (interquartile)	23,68	24	1,33

Tab.7.14: Estimations des quartiles ($V=1,7\text{m/s}$, $\text{Gain}=5$ et $J=0,5\text{mm}$)

On remarque une bonne corrélation calcul/essai pour les occurrences et la durée moyenne des impacts (Tab.7.15). Une sous-estimation est notée pour la force maximale, certainement à cause du même phénomène provoquant les écarts des diagrammes en boîte de la figure 7.21.

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	84	97	13,4
Occurrences	325	333	2,4
Durée impact moy (ms)	1,4	1,6	12,5

Tab.7.15: Estimations d'erreur % ($V=1,7\text{m/s}$, $\text{Gain}=5$ et $J=0,5\text{mm}$)

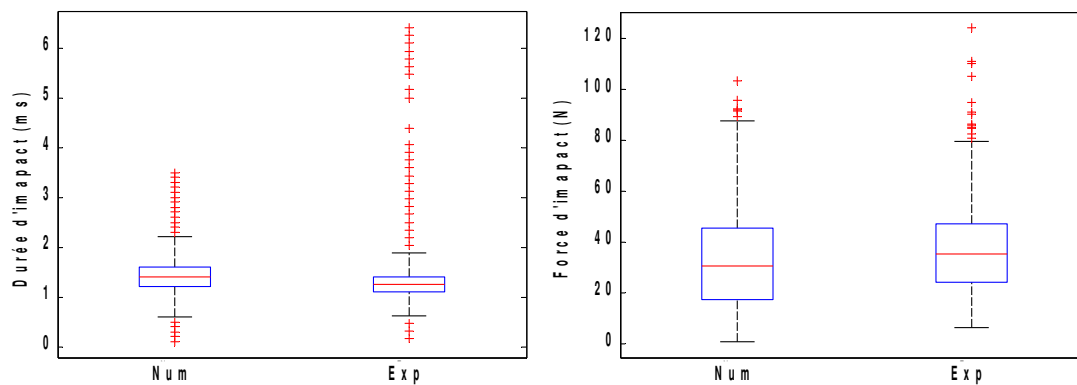


Fig.7.22 : Statistiques forces & durées de chocs BR $V=2,5$ $G=7$ $J=0,5\text{mm}$

Les résultats de la figure 7.22 et du tableau (Tab.7.19) montrent que les trois quartiles estiment bien les durées de chocs (l'erreur absolue est inférieure à 0,1ms). En revanche les forces de chocs calculées numériquement sont sous-estimées surtout pour le premier quartile.

* Les écarts sont notables car les valeurs mesurées sont faibles. En absolu, les estimations sont acceptables.

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	1,2	1,1	9,09
	Q2 (médiane)	1,4	1,25	12
	Q3	1,6	1,4	14,29
	Q3-Q1 (interquartile)	0,4	0,3	38,6*
Force d'impact (N)	Q1	17,5	24	27,08
	Q2 (médiane)	30,5	35	12,86
	Q3	45	46	2,17
	Q3-Q1 (interquartile)	27,5	22	25

Tab.7.16: Estimations des quartiles ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	105	124	15,32
Occurrences	1356	1597	15,09
Durée impact moy (ms)	1,4	1,3	7,69

Tab.7.17: Estimations d'erreur % ($V=2,5\text{m/s}$, $\text{Gain}=7$ et $J=0,5\text{mm}$)

On remarque une bonne corrélation calcul/essai pour la durée moyenne des impacts (Tab.7.17) et une sous-estimation toujours présente pour la force maximale. Ce biais est présent dans les deux cas ($V=1,7\text{m/s}$ et $2,5\text{m/s}$).

7.3.7. Forces de chocs butées acier (config. $J=1\text{mm}$)

Dans la partie suivante, on place les butées métalliques à 1mm du tube. Afin de provoquer les chocs, on augmente la valeur de la vitesse (et le gain associé) à $2,1\text{m/s}$. La figure 7.23 et le tableau (Tab.7.18) confirment, encore une fois, la bonne estimation des durées de chocs (erreur relative inférieure à 4%). En revanche, les forces de chocs estimées sont plus étalées que celles mesurées.

* Les écarts sont notables car les valeurs mesurées sont faibles. En absolu, les estimations sont acceptables.

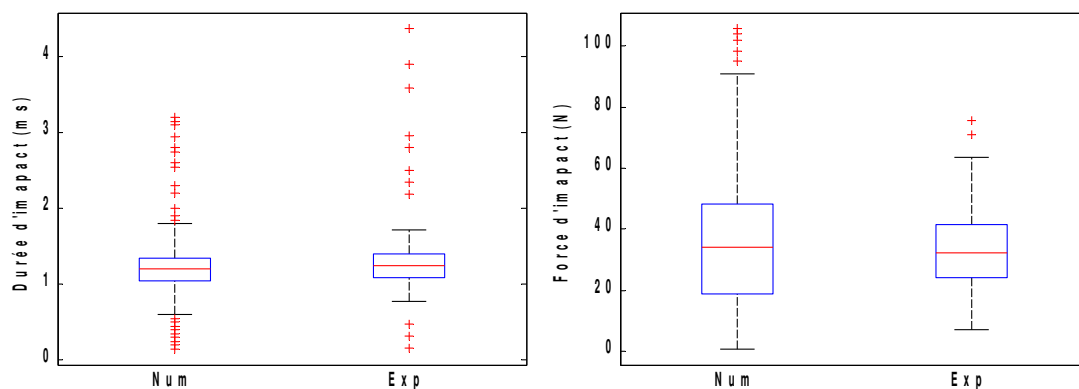


Fig.7.23 : Statistiques forces & durées de chocs BR $V=2,1$ $G=6$ $J=1mm$

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	1,05	1,09	3,67
	Q2 (médiane)	1,2	1,25	4
	Q3	1,35	1,4	3,57
	Q3-Q1 (interquartile)	0,3	0,31	3,23
Force d'impact (N)	Q1	19	23	17,39
	Q2 (médiane)	34	32	6,25
	Q3	33,9	41,4	18,12
	Q3-Q1 (interquartile)	14,9	18,4	19,02

Tab.7.18: Estimations des quartiles ($V=2,1m/s$, $Gain=6$ et $J=1mm$)

Le tableau (Tab.7.19) montre une bonne corrélation pour le nombre et la durée d'impacts. En revanche, un écart important est observé entre la force maximale mesurée et estimée.

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	105	76	38,16
Occurrences	437	416	5,05
Durée impact moy (ms)	1,2	1,23	2,44

Tab.7.19: Estimations d'erreur % ($V=2,1m/s$, $Gain=6$ et $J=1mm$)

Le dernier cas de figure présenté ci-dessous (figure 7.24), concerne une configuration post-stable en régime linéaire ($V=2,5m/s$). Les trois quartiles des durées d'impact restent bien estimés avec une erreur absolue inférieure à 0,1ms. Pour les efforts de chocs, on remarque que les écarts entre la simulation et l'expérimentation sont plus importants de l'ordre de 20% (Tab.7.20). Cependant les interquartiles et l'asymétrie sont toujours bien reproduits.

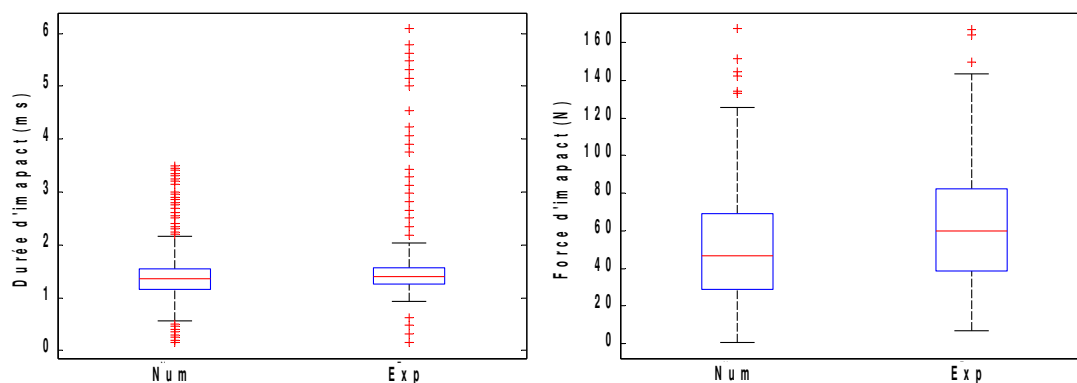


Fig.7.24 : Statistiques forces & durées de chocs BR V25 $G=7$ $J=1$

		Num	Exp	Err%
Durée d'impact (ms)	Q1	1,15	1,25	8
	Q2 (médiane)	1,35	1,4	3,57
	Q3	1,55	1,56	0,64
	Q3-Q1 (interquartile)	0,4	0,31	29,03*
Force d'impact (N)	Q1	29	38	23,68
	Q2 (médiane)	46	60	23,33
	Q3	68	82	17,07
	Q3-Q1 (interquartile)	39	44	11,36

Tab.7.20: Estimations des quartiles ($V=2,5m/s$, $Gain=7$ et $J=1mm$)

Les estimations des efforts maximaux d'impact et les occurrences du tableau (Tab.7.21) restent relativement correctes. Enfin, on note une bonne estimation de la durée moyenne des impacts.

	Num	Exp	Err%
Fmax (N)	165	167	1,2
Occurrences	1046	1107	5,51
Durée impact moy (ms)	1,34	1,4	4,29

Tab.7.21: Estimations d'erreur % ($V=2,5m/s$, $Gain=7$ et $J=1mm$)

Conclusion : Pour les butées métalliques (100 fois plus raides que les butées élastomères), les résultats des simulations présentent des écarts par rapport aux mesures expérimentales. Les forces de chocs sont plus violentes ce qui diminue la fiabilité du contrôle. Le cas des butées métalliques mérite une modélisation plus poussée dans de futurs travaux de recherche.

8. Conclusion & Perspectives

En conclusion, on commence par rappeler le contexte de l'étude, puis on fait la synthèse des principaux résultats, et on termine par présenter les principales perspectives.

8.1. Contexte

Le générateur de vapeur est l'élément à l'interface entre les circuits primaire et secondaire. Son rôle consiste non seulement à réaliser l'échange de chaleur entre les deux circuits et à alimenter la turbine en vapeur, mais, en tant que composant du circuit primaire, également à confiner la radioactivité. Constitué de tubes inversés, il s'agit d'un élément essentiel de la sûreté nucléaire.

Dans le but d'augmenter la sûreté des installations et d'optimiser la production de l'énergie électrique, différents travaux de recherche pour analyser et comprendre la dynamique du tube sous écoulement fluide-élastique avec/sans chocs sont en cours. Les travaux effectués jusqu'à présent, pour identifier les efforts de couplage, reposent sur des essais de maquettes submergées dans l'eau. Bien que ces expériences s'avèrent très coûteuses et présentent beaucoup de difficultés au niveau de la mise au point, elles restent néanmoins une étape essentielle pour établir des modèles de force fluide-élastique.

Une fois qu'un modèle est établi, il devient intéressant de développer d'autres techniques d'essais reproduisant ces efforts de couplage pour réaliser des essais d'usure ou de fatigue vibratoire. On souhaite s'affranchir des expériences contenant le fluide, nécessitant un matériel très complexe et coûteux. La présente thèse dont l'objectif est de développer une démarche de type *essais hybrides* visant à reproduire l'effet du fluide sur une structure élémentaire par un système de capteurs et d'actionneurs.

Cette approche promet d'être avantageuse puisqu'elle permettra de reproduire et d'étudier les efforts fluide-élastique en présence de chocs sur des structures de grande taille à un coût moindre, et ce en évitant d'avoir recours à des installations d'essais de grande puissance, nécessaires pour reproduire les écoulements fluide à l'échelle réelle. Ces essais devraient aussi permettre de mieux appréhender le comportement couplé non-linéaire complexe entre la présence d'impacts sur les tubes et de l'écoulement du fluide élastique. Une meilleure estimation des efforts de choc pourra mieux justifier la tenue des tubes, et facilitera leur dimensionnement. En outre, on peut également affiner la prédiction des plages de stabilité des tubes sous écoulement de par une meilleure prise en compte des dissipations induites par les chocs.

8.2. Principaux résultats

Dans un premier temps, les recherches ont été orientées vers l'établissement d'une méthode pour reproduire les efforts fluides-élastiques. Après avoir transposé l'évolution modale du système couplé en plan complexe, une technique de placement de pôle consistant à balayer la zone des pôles

est présentée. Deux contrôleurs sont conçus pour agir en temps réel sur la fréquence (à travers la masse ajoutée) et le taux d'amortissement du premier mode en fonction du comportement instantané de la structure. Cette technique de balayage des pôles a permis de reproduire les efforts et les instabilités fluides-élastiques. Des analyses de robustesse ont montré la stabilité des contrôleurs mis en place ainsi que de très bon résultats sur le suivi dynamique des pôles.

Les travaux de thèse ont également traité le cas complexe combinant les forces fluides-élastiques à une raideur non-linéaire localisée à jeu de type choc. La difficulté dans ce cas de figure réside dans la gestion des paramètres modaux du couplage fluide-élastique déterminés linéairement, dans un cas non-linéaire à choc dont la fréquence de vibration varie dans le temps. Cette difficulté a été contournée en introduisant une nouvelle méthode d'estimation de la fréquence instantanée de vibrations. Cette nouvelle méthode régularise le problème et permet d'actualiser continuellement, à travers la vitesse réduite, les efforts fluides-élastiques sur le système non-linéaire et constitue un concept fondamental pour illustrer l'effet stabilisateur des chocs.

Une maquette élémentaire a été conçue en respectant un cahier des charges facilitant la mise en place de l'expérience. Elle est constituée d'un bloc d'encastrement, d'une lamelle de flexion, d'un tube et de deux butées de choc placées à mi-hauteur de part et d'autre du tube. Chaque butée peut être soit en métal soit en élastomère. Une modélisation de la structure de test et des efforts de chargement auxquels elle sera soumise ont été établis. La modélisation des chargements est une modélisation paramétrique à l'exception des forces turbulentes qui ont été représentées par un bruit blanc à bande fréquentielle limitée. Les paramètres de couplages fluides-élastiques (fournis par le CEA) et la raideur de choc sont issus des mesures expérimentales.

Sur la base des essais réalisés sur cette maquette, les corrélations avec les calculs ont validé l'approche hybride. Dans un premier temps, on a montré qu'en présence de chocs le contrôleur reste stable et reproduit fidèlement l'effet des forces de couplage sur la structure. On constate une baisse de la fréquence et de l'amortissement du mode contrôlé avec l'augmentation des efforts fluides-élastiques conformément aux mesures réalisées par le CEA sous écoulement.

Les résultats montrent que dans le cas des butées élastomères, on obtient une bonne correspondance entre les mesures expérimentales et les estimations numériques. Les efforts de choc sont bien représentés, à la fois en amplitude, durée de contact et fréquence d'occurrence. Dans le cas des butées métalliques (100 fois plus raides), la dynamique d'ensemble reste bien reproduite. Les résultats concernant les durées et les occurrences de choc sont très satisfaisantes. En revanche Les forces de choc estimées présentent une sous-estimation de l'ordre de 20%. Ces résultats confirment ceux des études réalisées par le CEA.

Ce biais peut être dû à l'erreur en amortissement observée entre les simulations numériques et les mesures expérimentales. Le placement de pôle dynamique dans le temps peut en effet présenter une certaine sensibilité lorsque les amortissements de la structure contrôlée sont faibles. Ce biais est lié à la difficulté à placer un pôle dans le plan complexe quand celui-ci a une partie réelle faible.

Dans ces conditions une erreur, même faible, sur la partie réelle du pôle placé conduit à une erreur importante sur l'amortissement de la structure contrôlée. Pour réduire ces écarts, il est nécessaire de modéliser finement l'ensemble des éléments de la chaîne de contrôle et inclure ces éléments dès la conception des contrôleurs (paramètres des filtres, position des pôles etc.).

8.3. Perspectives

La dernière étape de validation consistant à comparer les résultats de l'approche hybride avec ceux obtenus en présence de fluide n'a pas pu être réalisée car les structures de test sont sensiblement différentes. Une prochaine étape pourrait donc être d'appliquer la méthode hybride à une maquette identique à celle utilisée par le CEA, et de comparer les résultats obtenus avec ceux des essais sous écoulements.

Par ailleurs, les essais hybrides dans nos travaux se sont focalisés sur une structure de petite taille, assimilable à un modèle à 1ddl. La suite des travaux consiste à appliquer la technique de balayage de pôle, présentée dans ce manuscrit, à une structure de plus grande taille. Pour la suite des études autour de la stabilité des tubes de générateur de vapeur, la méthodologie développée pourra être appliquée au cas du tube cintré de la maquette *GV_Local* (figure 8.1). Les butées supportant ce tube ont des géométries représentatives des vraies conditions de supportage, et couplent les mouvements du tube dans les différents plans. Dans ce cas, même si seul le premier mode voit ses fréquence et amortissement varier en fonction des conditions d'écoulement, il devient nécessaire de contrôler plusieurs modes de la structure, et d'utiliser un contrôle actif distribué sur le tube complet pour les deux boucles de contrôle (excitation turbulente et forces fluides-élastiques).

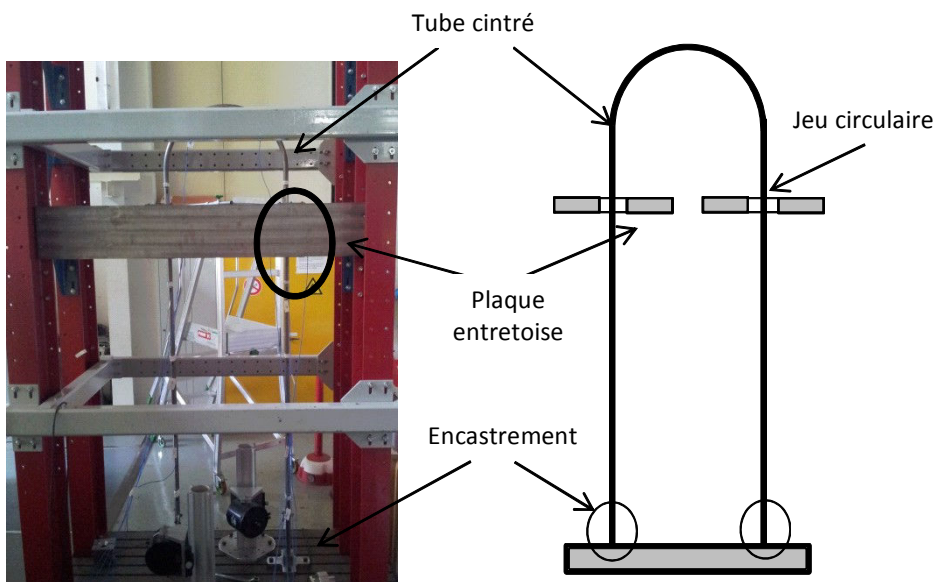


Fig.8.1 : Maquette *GV_Local*

Bibliographie

- [1] Antunes, J. et al. 1992. Experiments on Tube/Support Interaction With Feedback-Controlled Instability. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 114, 1 (Feb. 1992), 23–32.
- [2] Axisa, F. et al. 1990. Random excitation of heat-exchanger tubes by cross-flows. *Journal of Fluids and Structures*. 4, 3 (May 1990), 321–341.
- [3] Balas, M.J. 1978. Active control of flexible systems. *Journal of Optimization Theory and Applications*. 25, 3 (Jul. 1978), 415–436.
- [4] Balmès, E. 1997. *Modèles expérimentaux complets et modèles analytiques réduites en dynamique des structures*. Université Pierre et Marie Curie - Paris VI.
- [5] Balmès, E. 1996. Parametric families of reduced finite element models. Theory and applications. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 10, 4 (Jul. 1996), 381–394.
- [6] Balmès, etienne 2006. Methods for vibration design and validation.
- [7] Batoz, J.-L. and Dhatt, G. 1990. *Modélisation des structures par éléments finis: Solides élastiques*. Presses Université Laval.
- [8] Beaufiles, P.-M. and Rami, M. *Le Filtrage numérique*. Sybex.
- [9] Bellanger, M. 1997. *Traitement numérique du signal theorie et pratique*. Masson.
- [10] Blevins, R.D. and Bressler, M.M. 1987. Acoustic Resonance in Heat Exchanger Tube Bundles—Part I: Physical Nature of the Phenomenon. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 109, 3 (Aug. 1987), 275–281.
- [11] Borsoi, L. 2012. *Analyse 1-DDL des essais TGV_ICE -2ème partie-*. Technical Report #11-003. CEA.
- [12] Bursi, O.S. et al. 2010. Novel generalized- methods for interfield parallel integration of heterogeneous structural dynamic systems. *Journal of Computational and Applied Mathematics*. 234, 7 (Aug. 2010), 2250–2258.
- [13] Byl, M.F. et al. 2005. A loop shaping perspective for tuning controllers with adaptive feedforward cancellation. *Precision Engineering*. 29, 1 (Jan. 2005), 27–40.
- [14] Caillaud, S. 1999. *Excitation forcée et contrôle actif pour la mesure des forces fluide-élastiques*. Paris VI.
- [15] Caillaud, S. et al. 1999. The Measurement of Fluidelastic Effects at Low Reduced Velocities Using Piezoelectric Actuators. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 121, 2 (May 1999), 232–238.
- [16] Campa, G. et al. 2007. Design and flight-testing of non-linear formation control laws. *Control Engineering Practice*. 15, 9 (Sep. 2007), 1077–1092.
- [17] Casalilla, J. et al. 2014. Adaptive control of a 3-DOF parallel manipulator considering payload handling and relevant parameter models. *Robotics and Computer-Integrated Manufacturing*. 30, 5 (Oct. 2014), 468–477.
- [18] Chen, S.S. 1987. A general theory for dynamic instability of tube arrays in crossflow. *Journal of Fluids and Structures*. 1, 1 (Jan. 1987), 35–53.
- [19] Chen, S.S. et al. 1985. Dynamics of Tubes in Fluid With Tube-Baffle Interaction. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 107, 1 (Feb. 1985), 7–17.
- [20] Chevalier, A. 2003. *Guide du dessinateur industriel: pour maîtriser la communication technique*. Hachette technique.
- [21] COLLET, M. 2005. *Contrôle Actif des Structures : Contributions à la Stabilisation et à l'Isolation de Systèmes Dynamiques*. Femto-st.
- [22] Collet, M. 2014. Contrôle Actif du Bruit et des Vibrations.
- [23] Connors, H.J. 1970. Fluid-elastic vibration of tube arrays excited by crossflow. *In*

- Flow-Induced Vibration in Heat Exchangers*. (1970), 42–56.
- [24] Connors, J., H. J. 1978. Fluidelastic Vibration of Heat Exchanger Tube Arrays. *Journal of Mechanical Design*. 100, 2 (Apr. 1978), 347–353.
 - [25] Darby, A. et al. 2002. Stability and Delay Compensation for Real-Time Substructure Testing. *Journal of Engineering Mechanics*. 128, 12 (2002), 1276–1284.
 - [26] Darby, A.P. et al. 2001. Improved control algorithm for real-time substructure testing. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 30, 3 (2001), 431–448.
 - [27] Davis, P.J. 2007. *Methods of Numerical Integration: Second Edition*. Dover Publications.
 - [28] Debbarma, S. et al. 2014. Automatic generation control using two degree of freedom fractional order PID controller. *International Journal of Electrical Power & Energy Systems*. 58, (Jun. 2014), 120–129.
 - [29] Delaune, X. et al. 2011. *Simulations numériques d'essais non-linéaires en monophasique sur le tube 2*. Technical Report #11-039.
 - [30] Dhatt, G. and Touzot, G. 1981. *Une présentation de la méthode des éléments finis*. Presses Université Laval.
 - [31] Du, C. and Xie, L. 2010. *Modeling and Control of Vibration in Mechanical Systems*. CRC Press.
 - [32] Ellis, G. 2002. *Observers in Control Systems: A Practical Guide*. Academic Press.
 - [33] Ewins, D.J. 2000. *Modal testing: theory, practice, and application*. Research Studies Press.
 - [34] Fairman, F.W. 1998. *Linear Control Theory: The State Space Approach*. Wiley-Blackwell.
 - [35] Fricker, A.J. 1992. Numerical analysis of the fluidelastic vibration of a steam generator tube with loose supports. *Journal of Fluids and Structures*. 6, 1 (Jan. 1992), 85–107.
 - [36] Friedman, V. 1994. A zero crossing algorithm for the estimation of the frequency of a single sinusoid in white noise. *IEEE Transactions on Signal Processing*. 42, 6 (1994), 1565–1569.
 - [37] Fuller, C.C. et al. 1997. *Active Control of Vibration*. Academic Press.
 - [38] G radin, M. and Rixen, D. 1996. *Th orie des vibrations: application   la dynamique des structures*. Masson.
 - [39] Germain, P. et al. 2012. *Theoretical and Applied Mechanics*. Elsevier.
 - [40] Giulietti, F. et al. 2005. Dynamic and control issues of formation flight. *Aerospace Science and Technology*. 9, 1 (Jan. 2005), 65–71.
 - [41] Hakuno, M. et al. 1969. Dynamic Destructive Test of a Canilever Beam, Controlled by an Analog-Computer. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 171, (1969), 1–9.
 - [42] Hassan, M. and Mohany, A. 2012. Fluidelastic Instability Modeling of Loosely Supported Multispan U-Tubes in Nuclear Steam Generators. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 135, 1 (Dec. 2012), 011306–011306.
 - [43] Heylen, W. et al. 1998. *Modal Analysis Theory and Testing*. Katholieke Universiteit Leuven, Faculty of Engineering, Department of Mechanical Engineering, Division of Production Engineering, Machine Design and Automation.
 - [44] Hoogendijk, R. et al. 2014. Directional notch filters for motion control of flexible structures. *Mechatronics*. 24, 6 (Sep. 2014), 632–639.
 - [45] Horiuchi, T. et al. 1996. Development of a real-time hybrid experimental system with actuator delay compensation. (Mexico, 1996), Paper No. 660.
 - [46] HURTY, W.C. 1965. Dynamic analysis of structural systems using component modes. *AIAA Journal*. 3, 4 (1965), 678–685.

- [47] Iemura, H. 1985. Development and future prospect of hybrid experiment. *Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers*. 356, (1985), 1–10.
- [48] Inman, D.J. 2006. *Vibration with Control*. John Wiley & Sons.
- [49] Khalifa, A. 2012. *Fluidelastic Instability in Heat Exchanger Tube Arrays*. McMaster University.
- [50] KWON*, O.-S. et al. 2005. A framework for multi-site distributed simulation and application to complex structural systems. *Journal of Earthquake Engineering*. 9, 5 (Sep. 2005), 741–753.
- [51] De Langre, E. and Villard, B. 2008. An upper bound on random buffeting forces caused by two-phase flows across tubes. *Journal of fluids and structures*. 12, 8 (2008), 1005–1023.
- [52] Lever, J.H. and Weaver, D.S. 1982. A Theoretical Model for Fluid-Elastic Instability in Heat Exchanger Tube Bundles. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 104, 3 (Aug. 1982), 147–158.
- [53] Librescu, L. et al. 2005. Active aeroelastic control of 2-D wing-flap systems operating in an incompressible flowfield and impacted by a blast pulse. *Journal of Sound and Vibration*. 283, 3–5 (May 2005), 685–706.
- [54] Librescu, L. et al. 2005. Aeroelasticity of 2-D lifting surfaces with time-delayed feedback control. *Journal of Fluids and Structures*. 20, 2 (Feb. 2005), 197–215.
- [55] Lurie, B.J. and Enright, P.J. 2000. *Classical Feedback Control with MATLAB*. Marcel Dekker, Inc.
- [56] Lu, X.-D. and Trumper, D.L. 2005. Ultrafast Tool Servos for Diamond Turning. *CIRP Annals - Manufacturing Technology*. 54, 1 (2005), 383–388.
- [57] Magonette, G. 2001. Development and application of large-scale continuous pseudo-dynamic testing techniques. *Mathematical, Physical and Engineering Sciences*. 359, 1786 (Sep. 2001), 1771–1799.
- [58] Mahin, S. et al. 1989. Pseudodynamic Test Method—Current Status and Future Directions. *Journal of Structural Engineering*. 115, 8 (1989), 2113–2128.
- [59] Meyer, Y. 2005. *Contrôle actif de micro-composants électroniques*. Université de Franche-Comté.
- [60] Model-based Strategies for Real-time Hybrid Testing: 2007. <http://hdl.handle.net/2142/3629>.
- [61] Mottershead, J.E. et al. 2011. Eigenvalue Assignment Problems in Vibration Using Measured Receptances: Passive Modification and Active Control. *Dynamical Inverse Problems: Theory and Application*. G.M.L. Gladwell and A. Morassi, eds. Springer Vienna. 179–202.
- [62] Moussi, E.H. 2013. *Analyse de structures vibrantes dotées de non-linéarités localisées à jeu à l'aide des modes non-linéaires*. Université d'aix-marseille.
- [63] Najim, K. 2006. *Control of Continuous Linear Systems*. Wiley-ISTE.
- [64] Nakamura, T. and Kaneko, S. 2008. *Flow Induced Vibrations: Classifications and Lessons from Practical Experiences*. Elsevier.
- [65] Nakashima, M. and Masaoka, N. 1999. Real-time on-line test for MDOF systems. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 28, 4 (1999), 393–420.
- [66] Oh, C.-S. et al. 2008. Attitude control of a flexible launch vehicle using an adaptive notch filter: Ground experiment. *Control Engineering Practice*. 16, 1 (Jan. 2008), 30–42.
- [67] Païdoussis, M.P. 1981. Fluidelastic vibration of cylinder arrays in axial and cross flow: State of the art. *Journal of Sound and Vibration*. 76, 3 (Jun. 1981), 329–360.
- [68] Païdoussis, M.P. et al. 2010. *Fluid-Structure Interactions: Cross-Flow-Induced Instabilities*. Cambridge University Press.

- [69] Païdoussis, M.P. et al. 2011. *Fluid-Structure Interactions: Cross-Flow-Induced Instabilities*. Cambridge University Press.
- [70] Paultre, P. 2004. *Dynamique des structures : Application aux ouvrages de génie civil*. Hermes Science Publications.
- [71] Pearlman, L. et al. 2004. Distributed hybrid earthquake engineering experiments: experiences with a ground-shaking grid application. *13th IEEE International Symposium on High performance Distributed Computing, 2004. Proceedings* (Jun. 2004), 14–23.
- [72] Pettigrew, M.J. and Taylor, C.E. 2004. Damping of Heat Exchanger Tubes in Two-Phase Flow: Review and Design Guidelines. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 126, 4 (Dec. 2004), 523–533.
- [73] Pettigrew, M.J. and Taylor, C.E. 1994. Two-Phase Flow-Induced Vibration: An Overview (Survey Paper). *Journal of Pressure Vessel Technology*. 116, 3 (Aug. 1994), 233–253.
- [74] Philippe, M. 2005. *Conception et optimisation de transducteurs colocalisés pour l'amortissement actif de structures flexibles*. Université de Franche-Comté.
- [75] Piteau, P. et al. 2012. Experiments and computations of a loosely supported tube in a rigid bundle subjected to single-phase flow. *Journal of Fluids and Structures*. 28, (Jan. 2012), 56–71.
- [76] Piteau, P. et al. 2010. Vibro-Impact Experiments and Computations of a Gap-Supported Tube Subjected to Single-Phase Fluid-Elastic Coupling Forces. (2010), 395–407.
- [77] Preumont, A. 2011. *Vibration Control of Active Structures: An Introduction*. Springer.
- [78] Preumont, A. and Seto, K. 2008. *Active Control of Structures*. John Wiley & Sons.
- [79] Price, S.J. 1995. A Review of Theoretical Models for Fluidelastic Instability of Cylinder Arrays in Cross-Flow. *Journal of Fluids and Structures*. 9, 5 (Jul. 1995), 463–518.
- [80] Price, S.J. and Paidoussis, M.P. 1986. A Single-Flexible-Cylinder Analysis for the Fluidelastic Instability of an Array of Flexible Cylinders in Cross-Flow. *Journal of Fluids Engineering*. 108, 2 (Jun. 1986), 193–199.
- [81] Rice, S.O. 1944. *Mathematical analysis of random noise*. Bell Telephone Laboratories.
- [82] Schellenberg, A. et al. A Software Framework for Hybrid Simulation of Large Structural Systems. *Structural Engineering Research Frontiers*. American Society of Civil Engineers. 1–16.
- [83] Sethi, V. 2002. *System Identification and Active Vibration Control of a Smart Pultruded Fiber-reinforced Polymer I-beam*. University of Akron, Department of Mechanical Engineering.
- [84] Shao, X. and Griffith, C. 2013. An overview of hybrid simulation implementations in NEES projects. *Engineering Structures*. 56, (Nov. 2013), 1439–1451.
- [85] Shing, P.-S.B. and Mahin, S.A. 1987. Cumulative experimental errors in pseudodynamic tests. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 15, 4 (May 1987), 409–424.
- [86] Shing, P.-S.B. and Mahin, S.A. 1987. Elimination of spurious higher-mode response in pseudodynamic tests. *Earthquake Engineering & Structural Dynamics*. 15, 4 (May 1987), 425–445.
- [87] Soize, C. 2001. *Dynamique des structures, Éléments de base et concepts fondamentaux*. Ellipses Marketing.
- [88] Sondhi, S. and Hote, Y.V. 2014. Fractional order PID controller for load frequency

- control. *Energy Conversion and Management*. 85, (Sep. 2014), 343–353.
- [89] Song, G. et al. 2006. Vibration control of civil structures using piezoceramic smart materials: A review. *Engineering Structures*. 28, 11 (Sep. 2006), 1513–1524.
 - [90] Takanashi, K. and Nakashima, M. 1987. Japanese Activities on On-Line Testing. *Journal of Engineering Mechanics*. 113, 7 (1987), 1014–1032.
 - [91] Takanashi, K. and Ohi, K. 1988. An improvement of on-line computer test control method. (Tokyo-Kyoto, Japan, 1988), 17–22.
 - [92] Tanaka, H. et al. 1982. Flow-Induced Vibration of Tube Arrays With Various Pitch-to-Diameter Ratios. *Journal of Pressure Vessel Technology*. 104, 3 (Aug. 1982), 168–174.
 - [93] Tanaka, H. et al. 2002. Fluid elastic vibration of tube array in cross flow. *Journal of Fluids and Structures*. 16, 1 (Jan. 2002), 93–112.
 - [94] Tanaka, H. and Takahara, S. 1981. Fluid elastic vibration of tube array in cross flow. *Journal of Sound and Vibration*. 77, 1 (Jul. 1981), 19–37.
 - [95] Thénint, T. 2011. *Etude d'un système non-linéaire à chocs sous excitation large bande. Application à un tube de générateur de vapeur*. Ecole Centrale de PARIS.
 - [96] Tokhi, M.O. and Hossain, M.A. 1996. A unified adaptive active control mechanism for noise cancellation and vibration suppression. *Mechanical Systems and Signal Processing*. 10, 6 (Nov. 1996), 667–682.
 - [97] Weaver, D. 2008. Some thoughts on the elusive mechanism of fluidelastic instability in heat exchanger tube arrays. (Prague, Czech Republic, 2008), 21–28.
 - [98] Wonham, W.M. 1967. On pole assignment in multi-input controllable linear systems. *IEEE Transactions on Automatic Control*. 12, 6 (Dec. 1967), 660–665.
 - [99] Zeng, J. and de Callafon, R.A. 2006. Recursive filter estimation for feedforward noise cancellation with acoustic coupling. *Journal of Sound and Vibration*. 291, 3–5 (Apr. 2006), 1061–1079.
 - [100] Ziada, S. 2006. Vorticity shedding and acoustic resonance in tube bundles. *Journal of the Brazilian Society of Mechanical Sciences and Engineering*. 28, 2 (Jun. 2006), 186–189.

Abstract

Dans les générateurs de vapeurs (GV), les tubes du circuit primaire sont sujets aux chocs et aux forces de couplage auto-excitatrices nommées forces fluides-élastiques. Il est crucial, lors du dimensionnement des GV, de maîtriser la dynamique de ces tubes, ainsi que d'estimer au mieux les efforts mécaniques auxquels ils sont soumis. En effet, cela permet aux ingénieurs d'optimiser la durée de vie des installations et d'augmenter le rendement des centrales électriques.

Le but de la présente thèse est de trouver une technique d'essai hybride, basée sur le contrôle actif des vibrations, pour reproduire la contribution modale des forces de couplage sur un tube. En effet, les expériences en milieu réel, dans les conditions que l'on trouve dans les GV, sont hors de prix et très difficiles à reproduire. Dans ces travaux de recherche, une structure de test interagit avec un modèle numérique, qui modélise le fluide, à travers un système de contrôle actif en temps réel. Dans un premier temps les efforts mécaniques appliqués sur le tube sont caractérisés, puis un système de contrôle, constitué de transducteurs et de la carte de contrôle, est conçu pour générer les forces de couplage sur le tube, en prenant en considération les non-linéarités dues aux impacts.

Mots-clés : *Contrôle actif des vibrations, dynamique non-linéaire, chocs, couplage fluide-élastique, essais hybrides.*

Abstract

In steam generators, the primary loop tubes are subjected to fluid-elastic coupling forces and impacts. Understanding the dynamic of these tubes is crucial when designing steam generators. Mastering coupling and impacts forces would allow engineers to improve the design of structure components and would optimize the tube lifetime, while improving the overall performances of power plant.

The aim of the current research is to provide a hybrid test technique reproducing the modal coupling forces on a tube, since experiments on fluid are expensive and difficult to set up. In this work, the experimental structure interacts with a numerical model (which models the fluid-elastic coupling forces) via a real time controller and a set of transducers. First, we characterize the coupling and impact forces, and then, an active vibration control approach is set up to reproduce the modal contribution of fluid-elastic forces on the tube, taking in consideration the non-linearities due to the impacts.

Keywords: *Active vibration control, nonlinear dynamics, impacts, fluid-elastic coupling forces, hybrids tests.*

